

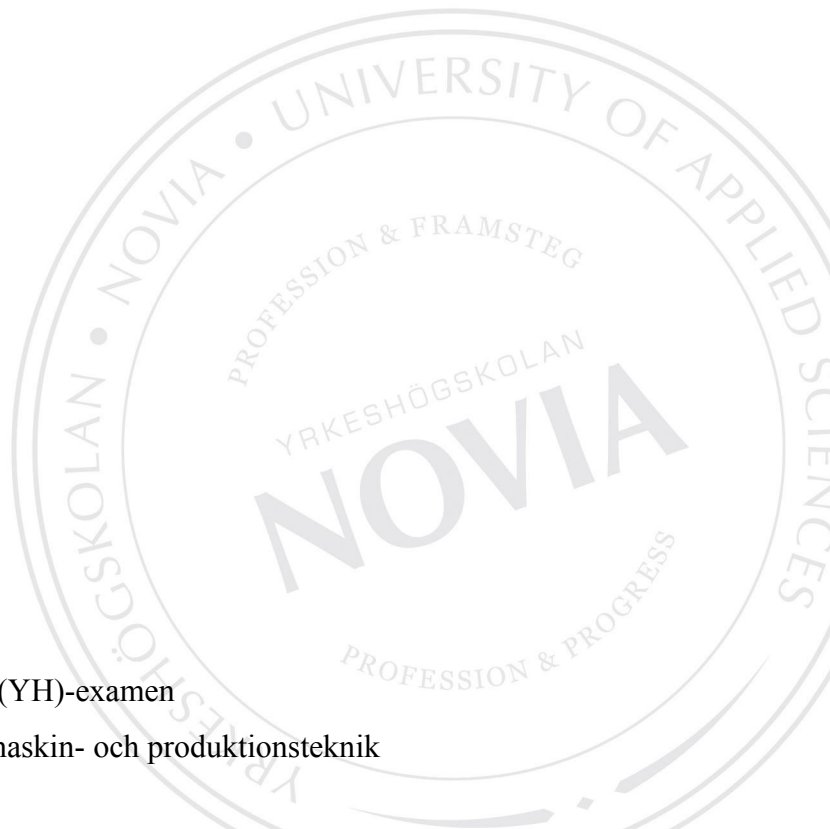
# **Simulering av nya förbrännings- motorprocesser**

Tobias Ekfors

Examensarbete för ingenjör (YH)-examen

Utbildningsprogrammet för maskin- och produktionsteknik

Vasa 2012



# Examensarbete

Författare: Ekfors, Tobias

Utbildningsprogram och ort: Maskin- och produktionsteknik, Vasa

Inriktningsalternativ: Maskinkonstruktion

Handledare: Andreas Gammelgård & Kenneth Hellman

Titel: *Simulering av nya förbränningsmotorprocesser*

---

Datum 14.02.2012

Sidantal 41

Bilagor 39

---

## Sammanfattning

Detta examensarbete utfördes i samarbete med Wärtsilä. Uppgiften handlade om att undersöka alternativa förbränningsmotorprocesser där potentialen undersöktes hos två olika tekniker genom motorsimulering. Simuleringsarbetet omfattade två olika typer av alternativa kolvrörelser och en closed cycle diesel engine där den normala atmosfären ersatts med återcirkulerade avgaser, syretillförsel och i vissa simuleringar även med argon. Undersökningen gjordes med GT-POWER, som är ett avancerat motorsimuleringsprogram.

Arbetet innehåller teoribeskrivning om olika processer i en motor samtidigt som de vanligaste faktorerna som optimeras i motorer förklaras. I arbetet redogörs även tillvägagångssättet under arbetet och resultaten från simuleringarna.

Resultaten från arbetet gav en bild om huruvida en alternativ kolvrörelse med diesel- och ottocykelförbränning lämpar sig i förbränningsmotorer. I CCDE-delens resultat kunde en viss försämring av prestandan upptäckas i jämförelse med en normal motor.

Arbetet avslutas med en diskussion som omfattar behandling av resultatet och eventuell fortsatta forskningsmöjligheter.

---

Språk: svenska

Nyckelord: CCDE, GT-POWER, motorsimulering

---

Förvaras: Examensarbetet finns tillgängligt antingen i webbiblioteket Theseus.fi eller vid Tritonia, Vasa vetenskapliga bibliotek.

# Opinnäytetyö

Tekijä: Ekfors, Tobias

Koulutusohjelma ja paikkakunta: Kone- ja tuotantotekniikka, Vaasa

Suuntatumisvaihtoehto: Konesuunnittelu

Ohjaajat: Andreas Gammelgård & Kenneth Hellman

Nimike: *Uusien polttomoottoriprosessien simulointi*

---

Päivämäärä 14.02.2012 Sivumäärä 41

Liitteet 39

---

## Tiivistelmä

Tämä opinnäytetyö tehtiin yhteistyönä Wärtsilän kanssa. Tehtävänä oli kahden uuden vaihtoehtoisen polttomoottoritekniikan mahdollisuuksien arvionti. Simulointityö käsitti kaksi vaihtoehtoista männänliikesimulointia ja closed cycle diesel engine jossa, normaali atmosfääri oli korvattu kierättämällä pakokaasuja ja lisäämällä happea sekä joissain tapauksissa lisäämällä argoonia. Tutkimus tehtiin GT-POWERin avulla, joka on edistysellinen moottorismulointiohjelma.

Työ sisältää teoriaosion, jossa selitetään erilaisia polttomoottori prosesseja sekä yleisiä asioita, joita optimoidaan moottoreissa. Työssä selvitetään myös ongelmien lähestymistapaa, jota käytettiin työn aikana, sekä simuloinnista saadut tulokset.

Tulokset, jotka saavutettiin työssä, antoivat kuvan siitä, miten hyvin vaihtoehtoinen männänliike sopii diesel- sekä ottosykli-moottoreihin. CCDE-simuloinnin osalta hyötysuhde huononi hivenen tavalliseen moottoriin verrattuna.

Työn loppuosassa tuloksiin sekä jatkokehitysmahdollisuuksiin otetaan kantaa.

---

Kieli: ruotsi

Avainsanat: GT-POWER, moottorisimulointi, CCDE

---

Arkistoidaan: Opinnäytetyö on saatavilla joko ammattikorkeakoulujen verkkokirjastossa Theseus.fi tai kirjastossa.

# BACHELOR'S THESIS

Author: Tobias Ekfors

Degree Programme: Mechanical and Production Engineering, Vaasa

Specialization: Mechanical Construction Systems

Supervisors: Andreas Gammelgård & Kenneth Hellman

Title: *Simulation of new combustion engine processes*

---

Date 14.02.2012

Number of pages 41

Appendices 39

---

## Summary

This thesis was conducted in cooperation with Wärtsilä. The task was to investigate alternative combustion processes where the potential of two different techniques was examined by engine simulations. Simulation work involved two types of alternative piston movements and a closed cycle diesel engine in which the normal atmosphere was replaced with exhaust gas recirculation and oxygen feed and in some simulations with argon. The study was conducted with GT-POWER, which is an advanced engine simulation software.

The work includes a theoretical part where various processes that occur in engines and the most commonly optimized factors in engines are explained. The work also presents work methods and results of the simulations.

The results of the work provided an idea of whether an alternative piston movement with a diesel or an otto combustion cycle is suitable for combustion engines. The results from the CCDE part of the simulations show some deterioration in performance compared to a normal engine.

The work concludes with a discussion that involves the processing of the results and possible future development opportunities.

---

Language: Swedish    Key words: GT-POWER, engine simulation, CCDE

---

Filed at: The Bachelor's thesis is available either at the electronic library Theseus.fi or in the Tritonia Academic Library, Vaasa.

## **Bilageförteckning**

- Bilaga 1. Resultat från dieselcykelsimuleringen
- Bilaga 2. Resultat från ottocykelsimuleringen
- Bilaga 3. Resultat från simulering med luft och Miller 36°
- Bilaga 4. Resultat från simulering med luft och Miller 80°
- Bilaga 5. Resultat från simulering med uppvärmd luft och Miller 36°
- Bilaga 6. Resultat från simulering med uppvärmd luft och Miller 80°
- Bilaga 7. Resultat från CCDE-simulering med 17 % syre och 0 % vatten med Miller 36°
- Bilaga 8. Resultat från CCDE-simulering med 17 % syre och 0 % vatten med Miller 80°
- Bilaga 9. Resultat från CCDE-simulering med 17 % syre och 10 % vatten med Miller 36°
- Bilaga 10. Resultat från CCDE-simulering med 17 % syre och 10 % vatten med Miller 80°
- Bilaga 11. Resultat från CCDE-simulering med 17 % syre och x % vatten med Miller 36°
- Bilaga 12. Resultat från CCDE-simulering med 17 % syre och x % vatten med Miller 80°
- Bilaga 13. Resultat från CCDE-simulering med 21 % syre och 0 % vatten med Miller 36°
- Bilaga 14. Resultat från CCDE-simulering med 21 % syre och 0 % vatten med Miller 80°
- Bilaga 15. Resultat från CCDE-simulering med 21 % syre och 10 % vatten med Miller 36°
- Bilaga 16. Resultat från CCDE-simulering med 21 % syre och 10 % vatten med Miller 80°
- Bilaga 17. Resultat från CCDE-simulering med 21 % syre och x % vatten med Miller 36°
- Bilaga 18. Resultat från CCDE-simulering med 21 % syre och x % vatten med Miller 80°
- Bilaga 19. Resultat från CCDE-simulering med 25 % syre och 0 % vatten med Miller 36°
- Bilaga 20. Resultat från CCDE-simulering med 25 % syre och 0 % vatten med Miller 80°
- Bilaga 21. Resultat från CCDE-simulering med 25 % syre och 10 % vatten med Miller 36°
- Bilaga 22. Resultat från CCDE-simulering med 25 % syre och 10 % vatten med Miller 80°
- Bilaga 23. Resultat från CCDE-simulering med 25 % syre och x % vatten med Miller 36°
- Bilaga 24. Resultat från CCDE-simulering med 25 % syre och x % vatten med Miller 80°
- Bilaga 25. Resultat från CCDE-simulering med 30 % syre och 0 % vatten med Miller 36°
- Bilaga 26. Resultat från CCDE-simulering med 30 % syre och 0 % vatten med Miller 80°

- Bilaga 27. Resultat från CCDE-simulering med 30 % syre och 10 % vatten med Miller 36°
- Bilaga 28. Resultat från CCDE-simulering med 30 % syre och 10 % vatten med Miller 80°
- Bilaga 29. Resultat från CCDE-simulering med 30 % syre och x % vatten med Miller 36°
- Bilaga 30. Resultat från CCDE-simulering med 30 % syre och x % vatten med Miller 80°
- Bilaga 31. Resultat med 25 % syre, x % vatten och y % argon med Miller 80°, del 1
- Bilaga 32. Resultat med 25 % syre, x % vatten och y % argon med Miller 80°, del 2
- Bilaga 33. Resultat med 25 % syre, x % vatten och y % argon med Miller 80°, del 3
- Bilaga 34. Resultat med 25 % syre, x % vatten och y % argon med Miller 80°, del 4
- Bilaga 35. Resultat med 25 % syre, x % vatten och y % argon med Miller 80°, del 5
- Bilaga 36. Resultat från CCDE-simulering med 25 % syre och 32 % argon med Miller 36°
- Bilaga 37. Resultat från CCDE-simulering med 25 % syre och 32 % argon med Miller 80°
- Bilaga 38. Resultat från CCDE-simulering med 30 % syre och 32 % argon med Miller 36°
- Bilaga 39. Resultat från CCDE-simulering med 30 % syre och 32 % argon med Miller 80°

## Figurförteckning

Figur 1. Principskiss över vevmekanismen hos en Atkinson-cykelmotor.....	11
Figur 2. Bild över Revetec-motorns uppbyggnad.....	12
Figur 3. Principskiss på VCRi-motorn.....	13
Figur 4. Bild över gränssnittet i GT-ISE.....	18
Figur 5. Inställningsfönster för Endenvironment.....	22
Figur 6. Utformningen av dieselcykelns kolvrörelse.....	25
Figur 7. PV-diagrammen från dieselcykelsimuleringen.....	26
Figur 8. Diagram över utformningen av värmefrigörelserna i dieselcykelsimuleringarna..	27
Figur 9. Utformningen av den oregelbundna isobara kolvrörelsen.....	28
Figur 10. PV-diagram från ottocykelsimuleringarna.....	29
Figur 11. Värmefrigörelsen från ottocykelsimuleringarna.....	30
Figur 12. Diagram över resultat från dieselcykelsimuleringen.....	33
Figur 13. Diagram över resultat från ottocykelsimuleringarna.....	34
Figur 14. Diagram över BSFC i CCDE-simuleringar med 0 % vatteninnehåll.....	35
Figur 15. Diagram över BSFC i CCDE-simuleringar med 10 % vatteninnehåll.....	35
Figur 16. Diagram över BSFC i CCDE-simuleringar med naturligt vatteninnehåll.....	35

## Ordförklaringar och översättningar

Förkortning	Engelskt namn	Svensk namn eller beskrivning
BMEP	Brake mean pressure	Bromsad medeltryck
BSFC	Brake specific fuel consumption	Specifik bränsleförbrukning
CCDE	Closed cycle diesel engine	Dieselmotor med sluten krets
CCS	Carbon capture and storage	Uppfångande och lagring av koldioxid
DWI	Direct water injection	Direkt vatteninsprutning
EGR	Exhaust gas recirculation	Avgasåtercirkulering
ND	Bottom dead center	Nedre dödläge
NO <sub>x</sub>	Nitrogen oxide	Kväveoxider
SOC	Start of combustion	Starttidpunkt för förbränning
SOI	Start of Injection	Starttidpunkt för bränsleinsprutningen
ÖD	Top dead center	Övre dödläge



## **Förord**

Detta arbete avslutar mina studier inom maskinkonstruktion vid Yrkeshögskolan Novia. Examensarbetet utfördes åt Wärtsilä i Vasa under hösten 2011 och våren 2012.

Som min handledare vid skolan fungerade Andreas Gammelgård och handledare vid företaget var Kenneth Hellman. Jag vill tacka för den hjälp som jag fått av mina handledare och samtidigt tacka företaget för den speciella och utmanande uppgiften som erbjöds. Ett tack riktas även till Document Foundation som erbjöd en gratisalternativ till Microsoft Office kontorsprogrammen.

Vasa 14.02.2012

*Tobias Ekfors*

# Innehållsförteckning

1 Inledning.....	1
1.1 Bakgrund.....	1
1.2 Syfte.....	2
1.3 Avgränsningar.....	2
1.4 Wärtsilä.....	2
1.5 Disposition.....	3
2 Problemformulering.....	4
3 Teori.....	4
3.1 Kväveoxider, NO <sub>x</sub> .....	5
3.1.1 Olika typer av NO <sub>x</sub> .....	5
3.1.2 Förebyggandet av NO <sub>x</sub> .....	6
3.2 Termodynamiska cykler.....	6
3.2.1 Den isokora ottocykeln.....	7
3.2.2 Den isobara dieselcykeln.....	7
3.2.3 Miller-cykeln.....	7
3.3 Förbränning.....	8
3.4 Oregelbundna vevrörelser.....	10
3.4.1 Atkinson-cykelmotorn.....	10
3.4.2 Revetec-motorn.....	11
3.4.3 MCE-5 VCRi-motorn.....	12
4 Closed cycle diesel engine.....	13
4.1 Funktionsprincipen.....	14
4.1.1 Atmosfären.....	14
4.2 Cosworths CCDE-motor.....	15
4.2.1 Atmosfären i Cosworths motor.....	15
4.3 Prestandan hos CCDE-motorer.....	16
4.4 För- och nackdelar med CCDE.....	16
5 GT-POWER.....	17
5.1 GT-ISE.....	17
5.2 GT-POST.....	18
5.3 Funktioner och inställningar i GT-POWER.....	19
5.3.1 Apparent Heat release .....	19
5.3.2 DIJet-bränsleinsprutningsmodell.....	20
5.3.3 Kompressionsförhållande.....	20

5.3.4 Insprutningsögonblick.....	21
5.3.5 Endenvironment.....	21
5.3.6 EngcylGeomUser.....	22
5.3.7 Lambdavärde, $\lambda$ .....	22
6 Simuleringar.....	23
6.1 Simulering av ideal dieselcykel.....	23
6.1.1 Dieselcykel med onormal kolvrörelse.....	24
6.1.2 Dieselcykel med onormal värmefrigörelse.....	26
6.2 Simuleringen av ottocykeln.....	27
6.2.1 Ottocykel med onormal kolvrörelse.....	28
6.2.2 Ottocykel med onormal värmefrigörelse.....	29
6.3 Simulering av closed cycle diesel engine.....	30
6.3.1 Simuleringsmodellen.....	30
6.4 CCDE-simuleringarna.....	31
7 Resultat.....	33
7.1 Isobar förbränning.....	33
7.2 Isokor förbränning.....	33
7.3 CCDE-simuleringarna.....	34
8 Diskussion.....	36
8.1 Isobara förbränningen.....	36
8.2 Isokora förbränningen.....	37
8.3 Kolvrörelserna.....	38
8.4 CCDE-simuleringarna.....	38

# 1 Inledning

I detta arbete kommer två olika ovanliga tekniker som inte används av Wärtsilä att utvärderas. Utvärderingen sker genom datorsimulationer där jämförelse görs mellan resultaten från de olika simulationerna. Som grund för arbetet ligger en teoridel där förbränningsmotorer behandlas på ett allmänt plan. Teoridelen innefattar även en del om motorsimulering och olika metoder som används för optimering av dieselmotorer.

## 1.1 Bakgrund

Miljötänkandet och ekonomiska krav har lett till skärpning av utsläppen och prestandakrav på dagens fartygs- och kraftverksmotorer. Kraven gäller främst utsläppen, men för att ha en attraktiv helhetslösning krävs också en någorlunda god bränsleekonomi, samtidigt som koldioxid utsläppen har en direkt samband med bränsleförbrukningen. De negativa effekterna utsläppen från en förbränningsmotor medför åt miljön har lett till att utsläppskraven skärpts i etapper. Det är framförallt mängden kväveoxider (NO<sub>x</sub>) och koldioxidutsläppen som ligger i fokus, men även utsläpp av andra skadliga utsläpp såsom svavel- och partikelutsläppen måste tas i hänsyn. Utsläppsnormen Tier 2 (IMO, 2012) som är den norm som International Maritime Organization ställer för skepp byggda efter 1 januari 2011, har medfört förändringar där motortillverkarna tvingas vidta åtgärder för att sänka NO<sub>x</sub>-utsläppen ([www.imo.org](http://www.imo.org), 2012). Utsläppsnormerna Tier 3, vilka kommer att gälla för skepp byggda efter 1 januari 2016 skärper kraven ytterligare, vilket försvårar konstrueringen av fartygsmotorer. För att komma ner till de utsläppsnivåer som utsläppsnormerna ställer är motorkonstruktörerna tvungna att göra kompromisser på motorutförandet, vilket ofta leder till ökad bränsleförbrukning och sänkt prestanda samtidigt som tillverkningskostnaderna stiger.

För att kunna ytterligare utveckla sina produkter och nå nya låga nivåer på utsläppen vill man nu undersöka nya metoder. Wärtsilä har gjort en del undersökningar inom CCDE-tekniken med vilken man vill eliminera NO<sub>x</sub>-utsläppen och möjliggöra CCS. De undersökningen som tidigare gjorts är på en grundlig nivå och därför vill man inom företaget utvidga den informationsbas som finns inom området.

## 1.2 Syfte

Huvudsyftet med detta examensarbete var att undersöka möjligheterna till användning av alternativa förbränningsmotorprocesser genom utförande av datorsimulationer. I simulationerna undersöktes potentialen hos två olika tekniker som inte används av företaget. Delsyftet med arbetet var att undersöka mängden EGR som krävs i en CCDE-motor för att hållas inom de gränsvärdena för temperaturer som gäller för en förbränningsmotor.

## 1.3 Avgränsningar

Detta examensarbete begränsar sig till simuleringsarbeten kring två olika tekniker som skall utredas genom datorsimuleringar.

Till arbetets första del hör simuleringar där fördelen med oregelbundna kolvrörelser jämförs med vanliga kolvrörelser. Kolvrörelserna som simuleras är fiktiva kolvrörelser som med samma värmefrigörelse som respektive normalmotor skapar en ideal otto- eller dieselcykel beroende på vilken typ som skall simuleras. Dessa resultat skall efteråt jämföras med en normalmotor med normal värmefrigörelse men även mot en normalmotor med onaturlig värmefrigörelse.

Arbetets andra del begränsas till simulering av en CCDE-motor. Arbetet begränsar sig till att utreda möjligheten att köra motorn med hög EGR-halt och högtryckssyreinsprutning så att de normala gränsvärdena för tillåtet cylindertryck och tillåtna temperaturer för en förbränningsmotor inte överskrids. Slutligen görs simuleringar där förutom EGR även argon tillsätts i motorn för att undersöka argonets inverkan på motorns prestanda.

## 1.4 Wärtsilä

Wärtsilä är ett multinationellt publikt aktiebolag som har flera olika verksamhetsområden. I dagsläget sysselsätter Wärtsilä globalt ca 18 000 personer, varav ungefär 11 000 jobbar inom serviceavdelningen som handhar servicen av motorer och de övriga produkterna som tillverkas inom företaget. Wärtsilä har verksamhet på 160 olika platser i 70 olika länder över hela världen. (Wärtsilä, 2010).

Wärtsilä tillverkar utrustning främst för energi- och fartygssektorn. Till motorutbudet hör långsamtgående och medelsnabba fyrtaktdieselmotorer, men till utbudet hör även gas- och flexifuelmotorer. Förutom motorer tillverkar Wärtsilä bl.a. drivanläggningar till

fartyg, propellrar och andra tillbehör.

Detta examensarbete gjordes för Research & Development-avdelningen, som är den avdelning som sysslar med produktutveckling. Inom avdelningen görs motorutveckling bl.a. genom motorsimuleringar och provkörningar i laboratoriemiljö.

## 1.5 Disposition

Här förklaras vad de olika kapitlen innehåller och vad som tas upp i arbetets olika delar.

- Kapitel 1 inleder arbetet med en kort introduktion där bakgrunden till arbetet förklaras och vilka saker som arbetet begränsas till. Kapitlet avslutas med en kort företagspresentation.
- I kapitel 2 förklaras varför företaget är intresserad av en dylik undersökning och vilka saker som bör utredas. I kapitlet behandlas även avgränsningarna i arbetet och hur dessa byggts upp.
- Kapitel 3 behandlar teorier om förbränningsmotorer och hur dessa saker inverkar på utformningen av dagens motorer. I kapitlet tas även upp existerande konstruktioner som finns och dessa tekniker förklaras kortfattat.
- Kapitel 4 är en fortsättning av teoridelen där fakten om CCDE-motorer och en kort beskrivning om uppbyggnaden av den CCDE-motor som Cosworth utvecklade för ubåtsdrift.
- Kapitel 5 handlar om simuleringsprogrammet GT-POWER som används i arbetet. I kapitlet tas även teorier upp som har direkt anknytning till GT-POWER och som hör till den teoretiska kunskapsbasen som krävs för simuleringsarbetet.
- Kapitel 6 beskriver simuleringsprocessen och vilka parametrar som inställts. I kapitlet beskrivs de praktiska linjedragningarna som gjorts och arbetets gång.
- Kapitel 7 presenteras resultaten från simuleringarna.
- Kapitel 8 sammanfattar arbetet med en diskussion där resultaten och saker som dykt upp under arbetet diskuteras. I kapitlet diskuteras även hur en eventuell fortsatt studie bör utformas.

## 2 Problemformulering

Wärtsilä vill undersöka fördelar med två olika tekniker som företaget inte använt sig av och vill nu därför utreda möjligheterna som finns i en alternativ kolvrörelse och i CCDE-tekniken. Problemet med dessa tekniker är att det finns ganska få praktiska tillämpningar gjorda, vilket gör det svårt att utvärdera teknikerna utan att göra en omfattande egen forskning. Företaget har gjort en grundläggande forskning inom CCDE-området, men vill nu bredda på forskningen med mera avancerade simuleringar.

Arbetet har två olika teman som består av att undersöka en alternativ kolvrörelse och av att undersöka CCDE-tekniken i motorsimuleringsprogrammet GT-POWER.

I arbetet söks svar på huruvida teknikerna kan utnyttjas på företags motorer och hur dessa lösningar skulle utformas. Svar söks på hur olika faktorer i motorn påverkas av de olika teknikerna för att på så sätt undersöka ifall det över huvudtaget är realistiskt att utföra motsvarande tillämpningar på företags motorer.

Arbetet avgränsades i början av företaget till att utvärdera de båda teknikerna, men specifika avgränsningar gjordes under arbetets gång. De vidare avgränsningarna gjordes i takt med att arbetet fortskred för att inte göra arbetet för omfattande, utan hålla en lämplig nivå där avgränsningarna gjordes upp tillsammans på möten, för att på så sätt närma sig problemet på bästa sätt. Från företags sida hade man en god uppfattning om hur arbetet skulle begränsas för att vara möjlig att utföra inom de tidsramar som fanns för arbetet.

## 3 Teori

Detta kapitel handlar om teorierna bakom en del av de processer som sker i en förbränningsmotor. I kapitlet kommer bland annat förklaringar om NO<sub>x</sub>, termodynamiska cykler och hur vissa saker optimeras i anknytning till dem. I kapitlet tas även upp olika tekniker för att utföra dessa önskade ändringar, samtidigt som motsvarande lösningar redogörs för. Teorin är som bakgrund för arbetet och utvidgar förståelsen om vad som sker i en förbränningsmotor och vilka faktorer som begränsar en motor.

### 3.1 Kväveoxider, NO<sub>x</sub>

Ett stort problem med dagens dieselmotorer är NO<sub>x</sub>-utsläppen som kraftigt regleras av regionala bestämmelser. Utsläppskraven skärps med jämna mellanrum med avseende på NO<sub>x</sub>, vilket ställer krav på kontinuerlig utveckling av motorerna och minskade utsläpp. Problemet med NO<sub>x</sub>-utsläppen i en dieselmotor grundar sig långt på den varma förbränningen som sker i motorn, vilket ställer krav på utformningen av förbränningen, men också vissa andra faktorer inverkar på uppkomsten av NO<sub>x</sub>. (Johansson 2003, s. 337–338).

#### 3.1.1 Olika typer av NO<sub>x</sub>

NO<sub>x</sub> är ett samlingsnamn för olika kväveföreningar där antalet syreatomer bundna till kvävet kan variera. NO<sub>x</sub> kan indelas i tre underkategorier dit prompt-NO<sub>x</sub>, bränsle-NO<sub>x</sub> och termisk NO<sub>x</sub> ingår.

Termisk-NO<sub>x</sub> är en benämning för de kväveoxidföreningar som uppkommer till följd av den höga värmen i cylinder under förbränningen. Bildandet av termisk-NO<sub>x</sub> är temperaturberoende och processen startar vid 1200–1300 °C men ökar exponentiellt i förhållande till temperaturökningen. Den exponentiella delen märks tydligt efter 1800–1900 °C varefter produktionen blir mycket stor (Johansson 2003, s. 282). Därför vill man hålla förbränningstemperaturen så låg som möjligt i en motor.

Bränsle-NO<sub>x</sub> är en benämning för den NO<sub>x</sub> som uppstår till följd av att den kväve som finns i bränslet bildar NO<sub>x</sub> under förbränningen. Bränsle-NO<sub>x</sub> är den NO<sub>x</sub> som bildas när det bränsle medförda kvävet reagerar med luftens syre. Mängden bränsle-NO<sub>x</sub> som produceras är beroende av hur mycket kväve som finns i det förbrända bränslet. Tjockolja som är den huvudsakliga bränslet för fartyg innehåller stor mängd kväve, men renad naturgas innehåller nästan ingen kväve alls, vilket gör den till ett miljövänligare alternativ i kombination med en kallare förbränning.

Prompt-NO<sub>x</sub> som är den tredje formen av NO<sub>x</sub> är ett samlingsnamn för mera komplicerade reaktioner som sker i flamfronten. De reaktioner som sker vid uppkomsten av Prompt-NO<sub>x</sub> sker till följd av fria radikaler som består av kolväten, vilka skapar ett händelseförlopp som leder till uppkomsten av NO<sub>x</sub>. Prompt-NO<sub>x</sub> uppkommer främst vid feta blandningar, där olika oförbrända kolväten förekommer.



### 3.1.2 Förebyggandet av NO<sub>x</sub>

Mängden NO<sub>x</sub> som produceras i en förbränningsmotor är långt beroende av motorns konstruktion och valet av bränsle, men också genom optimering av vissa driftparametrar kan NO<sub>x</sub>-produktionen minskas. Ett vanligt problem vid optimeringen av motorn med avseende på NO<sub>x</sub>-bildningen är att mängden producerade partiklar ökar till följd av den sämre förbränningen som äger rum samtidigt som verkningsgraden ofta försämras.

I vanliga moderna personbilsdieselmotorer används ofta en senarelagd insprutningstidpunkt, vilket gör antändningsögonblicket senare än den ur prestandasynvinkeln optimala. Uppskjutningen av tändtidpunkten sänker temperaturen i cylindern, vilket sänker mängden termisk NO<sub>x</sub>, men samtidigt sänks trycket under arbetstakten vilket försämrar prestandan. Denna prestandaförlust kan delvis kompenseras genom höjning av kompressionsförhållandet (Johansson 2003, s. 338).

EGR är en annan teknik som används i motorer för att skapa en mindre gynnsam förbränningsmiljö vilket bidrar till en kallare förbränning. Orsaken till den kallare förbränningen i en dieselmotor vid användning av EGR beror främst på den höjda värmekapaciteten hos gasblandningen, samtidigt som den sänkta syrehalten har en viss inverkan på förbränningshastigheten. Ändringen på värmekapaciteten gör att temperaturen inte stiger lika kraftigt i cylindern under förbränningen.

En tredje metod som används i stora motorer för att förebygga uppkomsten av NO<sub>x</sub> är vatteninsprutning i insugsluften och/eller direkt vatteninjektioner i cylindern som sänker temperaturen under förbränningen. DWI används i förhållanden mellan 0,4–0,7 vatten/bränsle, vilket ännu inte har någon negativ inverkan på komponenterna i motorn eller prestandan. Denna teknik kan reducera NO<sub>x</sub> uppkomsten med 50–60 %. (Offshore, u.å).

## 3.2 Termodynamiska cykler

Alla skeden i en förbränningsmotor där temperaturen, trycket eller volymen ändrar följer termodynamikens lagar. I fysiken finns flera olika termodynamiska lagar som beskriver sambandet mellan temperaturen, trycket och volymen. Termodynamiken är ett delområde som alla motortillverkare känner till och redan Rudolf Diesel koncentrerade sig på dessa termodynamiska cykler vid konstruktionen av dieselmotorn, genom att undersöka möjligheten till användningen av den isothermiska, isokora och isobara värmetillförseln. Ingen termodynamisk process hos en förbränningsmotor följer till exakt en otto- eller dieselcykel utan är oftast någon typ av blandning mellan dessa två, men vid olika enklare beräkningar

beräknas ofta motorer utifrån dessa ideala cykler. (Johansson 2003, s. 66).

### **3.2.1 Den isokora ottocykeln**

Den kanske mest kända termodynamiska cykeln är ottocykeln som är baserad på en isokor förbränning. Inom termodynamiken beskriver ordet isokor en förändring av trycket där volymen hålls konstant.

I ottocykeln frigörs värmen mycket intensivt när kolven befinner sig nära övre dödläge, vilket gör att trycket blir högt i cylindern under förbränningen. Detta medför att kompressionsförhållandet måste hållas lågt, samtidigt som förbränningen bör ske relativt snabbt för att uppnå en hyfsad verkningsgrad till följd av det låga kompressionsförhållandet.

### **3.2.2 Den isobara dieselcykeln**

I termodynamiken beskriver ordet isobar en förändring där trycket förblir konstant även om volymen ändrar. I en ideal isobar förbränningsmotorprocess frigörs värmen under en längre tid med ökad intensitet, vilket gör att trycket hålls konstant även om volymen ökar i takt med att kolven rör sig nedåt under förbränningen. Den isobara processen ligger som grund för dieselcykeln som används i normala dieselmotorer. I en dieselcykel sker den egentliga förbränningen till stor del efter ÖD.

### **3.2.3 Miller-cykeln**

Miller-cykeln är en cykel utvecklad under 1940-talet av Ralph Miller. Bakgrunden till utvecklingen var introduktionen av överladdning som ökade BMEP med ca 50–60 % vilket gjorde att temperaturerna och krafterna i dåtidens motor steg till en kritiskt nivå som sänkte livslängden hos motorerna. Miller-cykeln har ingen direkt inverkan på hur förbränningsförloppet ser ut utan används både i diesel- och ottomotorer för att sänka temperaturen i motorn (Marinediesel, u.å.).

Grundidén hos Miller-cykeln är att använda sig av speciella ventiltider för insugsventilen. Hos en traditionell motor stänger insugsventilen lite efter nedre dödläget under kompressionstakten, men i en motor försedd med Miller-cykel sker denna stängning antingen tidigare under insugstakten eller senare under kompressionstakten. Detta medför att en stor del av kompressionsarbetet utförs av kompressorn eller turbon som överladdar motorn.

Eftersom insugsventilen är onormalt kort tid öppen vid Miller med tidig stängning, krävs ett högre laddtryck för samma effekt och en höjning av kompressionsförhållandet. En stor fördel med Miller-cykeln är att den onormalt högt trycksatta luften kan kylas med en laddluftskylare innan den leds in i motorn. Detta sänker kompressionsarbetet som utförs i cylindern, vilket resulterar i en betydligt kallare gasblandning i motorn under slutet av kompressionstakten. I en dieselmotor inverkar denna temperatursänkning på temperaturen i cylindern under förbränningen, vilket minskar uppkomsten av de problematiska NOx-erna, samtidigt som den kallare luftblandningen förbättrar verkningsgraden hos motorn (Motive, u.å.).

### 3.3 Förbränning

All arbete som utförs i en motor grundar sig på den energi som avges under förbränningen av bränslet, och den därpå följande expansionen. För att förstå händelseförloppet i en motor under arbetstakten krävs det en del kunskaper om förbränningen. Förbränningsförloppet skiljer sig kraftigt mellan diesel- och bensenmotorer, men det finns även otaliga andra faktorer som styr hur förbränningen formas än valet av bränsle.

Förbränningen sker i en dieselmotor efter att bränslet sprutats in i den oftast luftfyllda cylindern under kompressionstaktens slutskede. Den heta luften som värmts upp under kompressionstakten får bränslet att självantända varefter förbränningen startar. Den typ av förbränning som sker i en dieselmotor kallas diffusionsförbränning, eftersom blandningen av luften och bränslet sker i stort sett samtidigt som förbränningen (Johansson 2003, s. 313). Det finns många faktorer som inverkar på hur förbränningen ser ut och genom att optimera förhållandena i cylindern kan utseendet på förbränningen styras.

Efter att bränsleinsprutningen påbörjats dröjer det ett tag innan bränslet antänds, eftersom bränslet först måste blandas med luften och värmas upp innan den bildar en brännbar blandning. Denna fördröjning mellan insprutningens start och starten på förbränningen kallas tändfördröjning. Längden på tändfördröjningen är bl.a. beroende av cetantalet hos bränslet som används, hur effektivt bränslet finfördelas och hur effektivt bränslet blandas med atmosfären i cylindern.

När det första insprutade bränslet antänds ändras förhållandena i cylindern kraftigt i och med att värmefrigörelsen ökar trycket och temperaturen i cylindern, vilket bidrar till att det resterande bränslet i cylindern antänds snabbt. Därför måste tändfördröjningen i dieselmotorer tas i beaktande, eftersom en alltför stor mängd insprutat bränsle innan förbränningen

startat leder till en kraftig tryckökning som orsakar buller och mekaniska påkänningar. Ett sätt att kringgå detta är att använda sig av pilotbränsle, som är en liten mängd bränsle som sprutas in i cylindern för att skapa en mild tryckökning innan huvudmängden sprutas in. Först efter att pilotbränslet antänts sprutas den resterande mängden bränsle in i cylindern. Denna teknik med pilotbränsle används främst på mindre motorer eftersom de större insprutningsspridarna inte klarar av så snabba ompositioneringar som användning av pilotbränsle kräver. (Johansson 2003, s. 316–317).

En annan teknik med vilken problemet med snabb tryckökning kan kringgå, är att utrusta motorn med en förkammare. Förkammaren har som uppgift att förbränna en del av bränslet i en liten kammare där syretillgången är begränsad för att skapa en lugn förbränning i början av insprutningsförloppet.

En tredje metod som används mest på stora motorer för att kringgå den snabba tryckökningen, är att skapa en kraftig strömning i cylindern vilket gör omblandningen av bränslet och luften mycket effektiv. Detta påskyndar antändningen av bränsle som resulterar i att bränslemängden som sprutats in innan förbränningen startats hålls liten.

En fjärde metod som används är användningen av en stor kolvgröp dit bränslet sprutas in. Kolvgruppen medför att det tar relativt länge för det insprutade bränslet att förångas och därmed har mängden bränsle som deltar i den förblandade fasen minskats, vilket ger en jämnare tryckökning än motsvarande insprutning utan kolvgröp.

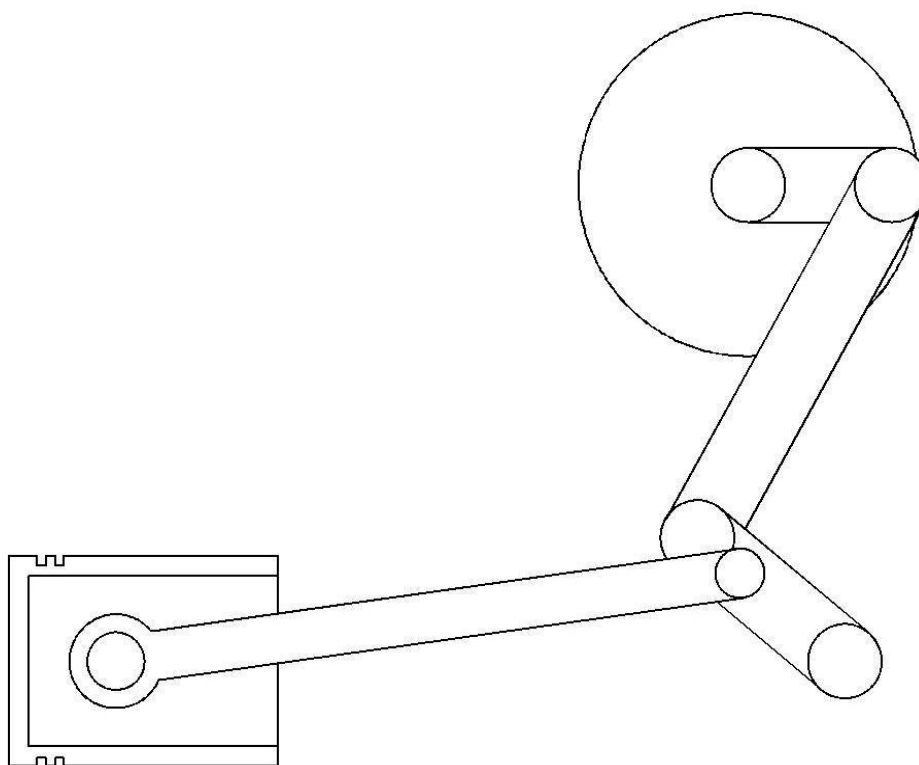
Själva förbränningens intensitet och längd styrs kraftigt av karaktären på insprutningen och förhållandena i cylindern, där tillgången på syre spelar en central roll. En hög temperatur i cylindern snabbar upp förbränningshastigheten som gör att temperaturen stiger snabbt i cylindern, vilket ytterligare accelererar förbränningen. Ifall en snabbare förbränning vill åstadkommas kan temperaturen i cylindern höjas genom att leda in varm luft i insuget. Detta kan göras genom att begränsa effekten hos laddluftskylaren på överladdade motorer eller låta insugsluften förvärmas av avgaserna i sugmotorer. En långsammare förbränning kan i sin tur skapas genom användning av EGR där avgaserna blandas med insugsluften. Förutom dessa nämnda tekniker finns ett flertal metoder att inverka på förbränningshastigheten.

### 3.4 Oregelbundna vevrörelser

I en motor med normal vevmekanism följer kolvrörelsen ett bestämt rörelsemönster som är identisk för arbets- och gasväxlingstakten, vilket ofta inte är optimalt för en motor. För att åstadkomma oregelbundna kolvrörelser i en förbränningsmotor finns ett fåtal olika sätt att göra detta på, även om de flesta lösningar är invecklade med många olika rörliga delar. De lösningar som finns i dagsläget där en variabel kolvrörelse ingår är främst utvecklade för att variera kompressionsförhållandet. Att variera kompressionsförhållandet kräver inte lika avancerade tekniker som en oregelbunden kolvrörelse. Ingen serietillverkning i någon större skala förekommer i dagsläget av motorer med varken oregelbunden kolvrörelse eller med variabel kompressionsförhållande.

#### 3.4.1 Atkinson-cykelmotorn

Ett alternativ för att skapa oregelbundna kolvrörelse kunde vara den ursprungliga Atkinson-cykelmotorns vevmekanism. Atkinson-cykelmotorn har en speciell arbetscykel som har efterliknats i vissa moderna motorer, även om detta görs i nuläget med speciella ventiltider istället för med speciell kolvrörelse. Atkinson-cykelmotor har en olik kolvrörelsen för gasväxlings- och arbetstakten, men rörelsemönstret ser lika ut från cykel till cykel. I stället för att vara utrustad med en traditionell vevmekanism har Atkinson-cykelmotorn en lite speciell lösning där vevaxeln inte är placerad rakt under cylindern, utan i stället förskjuten i sidled, vilket framkommer i figur 1. I en normal förbränningsmotor är vevaxeln direkt förbundet till vevstaken, men i en Atkinson-cykelmotor är vevaxeln istället förbundet via ett stag till en hävmekanism. Hävmekanismen påverkas av vevaxeln via staget och ett annat stag som är fäst på hävmekanismen driver kolven. Vevaxeln är sammankopplad till hävmekanismen på ett osymmetriskt sätt, vilket möjliggör olika rörelsemönster för arbets- och gasväxlingstakten, samtidigt som detta gör att kolven åker två gånger upp och ner under ett vevaxelvarv. Vid test som gjordes under 1888 jämfördes en Atkinson-cykelmotor och en vanlig ottomotor, varifrån Atkinson-cykelmotorn utgick som segrare dels beroende på den högre verkningsgraden men dels också beroende på en jämnare gång med mindre varvtalsvariationer. Detta utförda test visar på att Atkinson-cykelmotorns vevmekanism är en fungerande konstruktion (Johansson 2003, s. 61–62).



Figur 1. Principskiss över vevmekanismen hos en Atkinson-cykelmotor.

### 3.4.2 Revetec-motorn

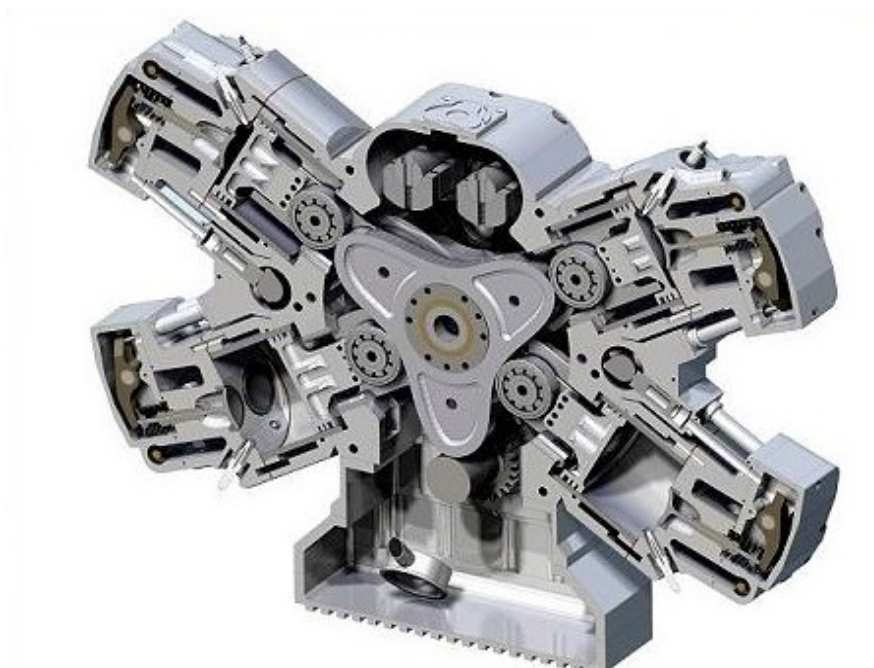
En annan intressant teknik som finns under utveckling är Revetec-motorn. Revetec-motorn har ingen traditionell vevmekanism, utan är i stället utrustad med två roterande skivor som styr kolvrörelsen med kamliknande upphöjningar. Skivorna som styr kolvrörelsen roterar åt olika håll för att på så sätt jämna upp krafterna som uppstår i motorn. Revetec-motorn är alltid gjord med jämnt antal kolvar där kolvarna befinner sig  $180^\circ$  förskjutna i förhållande till varandra, vilket får utförandet att påminna om en  $180^\circ$  v-motor, eftersom kolvarna alltid befinner sig på konstant avstånd från varandra. (Revetec, u.å).

Kolvarnas rörelsemönstret är beroende av utformningen på kammarna och med viss mekanisk begränsning kan den göras ganska fritt. Kammarna påverkar lager som är fästa i den konstruktion som förbinder kolvarna. Kraften som uppstår från förbränningen överförs då från kolven via lagren till skivorna som är förbundna med axeln varifrån effekten kan tas ut. En bild över Revetec-motorn uppbyggnad finns i figur 2.

Revetec-motorn har visat sig ha en hög verkningsgrad kring 39 % med en specifik bränsleförbrukning på 207 g/kWh i tester gjorda av en oberoende part, vilket är mycket bra för en bensinmotor. Problemet med denna motor är bl.a. vibrationer och höga halter NOx, något som vid optimering kan medföra sänkt prestanda. Revetec-konceptet fungerar också med

andra bränslen än bensin och Revetec har planer på att skapa en dieselmotor.

Fördelen med Revetec-motorn är främst den mekaniska konstruktionen, som gör det möjligt att i ett tidigt skede efter förbränningen ta ut energin och omvandla den till mekanisk energi ännu när trycket i cylindern är högt vid ca 20–30 vevvinkelgrader när kolven hunnit åka ned ca 10 % av rörelsen och endast en liten värmeavledning till cylinderväggarna har hunnit ske. I en normal motor tas den största effekten ut vid cirka 60–70 vevvinkelgrader när kolven åkt ungefär 40 % ned och cylindertrycket redan hunnit sjunka avsevärt mycket mera än i Revetec-motorn, samtidigt som en mycket större del värme avletts till cylinderväggarna. (Revetec, u.å).

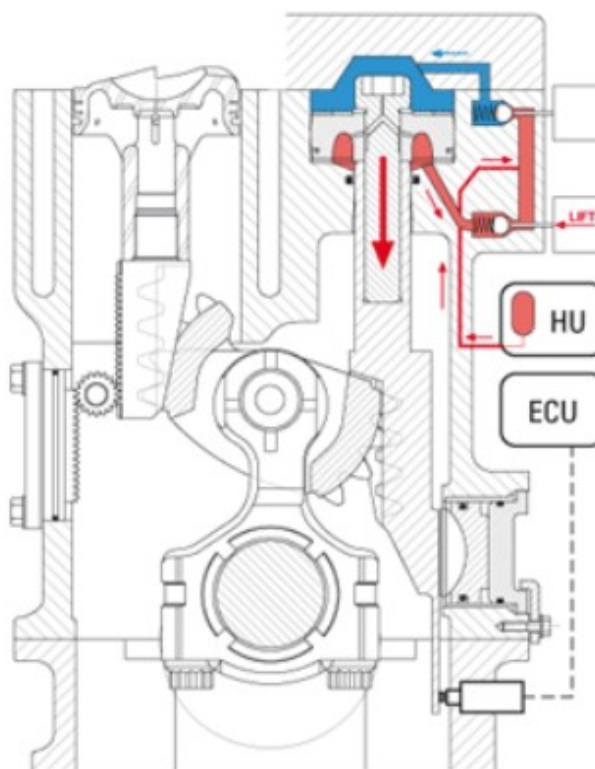


*Figur 2. Bild över Revetec-motorns uppbyggnad.*

### 3.4.3 MCE-5 VCRI-motorn

En tredje typ av lösning som är intressant är MCE-5:s VCRI motorns lösning för att uppnå variabelt kompressionsförhållande. VCRI-motorn är en motor med variabel kompressionsförhållande som kontinuerligt kan styras, via reglering av positionen på en elektrohydrauliskt styrd kolv. Den hydrauliska kolven är försedd med en kuggstångsliknande yta till vilken en kugghjulsliknande hävmekanism är förbunden via kuggspåren. Hävmekanismen är förbunden till vevaxeln med en vevstake och via kuggspåren till staget som förbinder kolven med vevpaketet som framgår i figur 3. Genom ett avancerat styrsystem som räknar ut lämplig position på den hydrauliskt styrda kolven kan lämplig kompressionsförhållande ställas in. Regleringen sker genom att små ventiler öppnas som möjliggör att oljan kan

flyta bort eller tillströmma. Öppningen av ventilerna sker vid noggrant valda tidpunkter för att kunna utnyttja trögheten i systemet eller gaskrafterna för att ompositionera kolven, så att ingen hydraulisk pump krävs. Denna lösning har en mycket snabb ompositionering av kolven, vilket gör den till ett intressant teknik för oregelbunden kolvrörelse. Även om denna lösning inte är tillämpningsbar som sådan för att uppnå en oregelbunden kolvrörelse, kunde denna lösning genom modifikation av konstruktionen ändras så att kolvens rörelse kunde styras.



Figur 3. Principskiss på VCRi-motorn.

## 4 Closed cycle diesel engine

Closed cycle diesel engine är en motortyp som inte använder sig av vanlig luft i cylindern utan i stället använder mycket EGR och rent syre. CCDE-motorer har länge använts inom försvarsindustrin i ubåtar, men har inte för övrigt använts i någon större skala. Redan under andra världskriget gjorde tyskarna och ryssarna försök med olika typer av motorer med slutet kretslopp i sina ubåtar, men explosionsrisken som uppstod till följd av det medtagna syrgasen gjorde att man var tvungen att frågå denna lösning efter ett flertal olyckor (Walsh, u.å.). Den första säkra välkända konceptet utvecklades av Cosworth för att driva ubåtar. I CCDE-motorer är det också möjligt att tillämpa CCS där man avlägsnar koldioxiden ur motorn och slutförvarar den i exempelvis ett tomt oljeborrhål.



## 4.1 Funktionsprincipen

En CCDE-motor påminner mycket om en vanlig motors uppbyggnad och oftast är CCDE-motorer baserade på vanliga förbränningsmotorer som modifierats för att lämpa sig för mycket EGR. Skillnaden mellan en CCDE-motor och en vanlig förbränningsmotor är främst att hos en CCDE-motor sker ingen normal gasväxling till den omgivande atmosfären, utan i stället tillsätts rent syre till gasblandningen. För att möjliggöra CCS-systemet kan koldioxiden avlägsnas ur avgaserna antingen genom att låta koldioxiden absorberas eller genom att leda ut de koldioxidrika avgaserna som sådana och slutförvara dem.

### 4.1.1 Atmosfären

Atmosfären i en CCDE-motor skiljer sig kraftigt från den atmosfär som finns i en vanlig förbränningsmotor där luften från omgivningen leds in i cylindern. I en vanlig motor används vanlig luften som består av ungefär 21 % syre, 78 % kväve, 0,9 % argon och 0,04 % koldioxid (Maols tabeller 2004, s. 142). I CCDE-motorer används rent syre och koldioxid, men i vissa fall tillsätts även argon för att kompensera atmosfärens egenskaper.

I en CCDE-motor kan atmosfären istället för luft bestå av ett flertal olika beståndsdelar, men i de flesta fall är atmosfären en blandning mellan syre, argon och koldioxid men även andra gaser såsom helium har testats (Hawley, Ashcroft & Patrick, 1998). Gasblandningens egenskaper såsom värmekapacitet, densitet och kemiska reaktionsförmåga inverkar på lämpligheten att använda gasblandningen som atmosfär för en CCDE-motor.

Argon är en i atmosfären fritt förekommer ädelgas som har använts med framgång i CCDE-motorer. Argon lämpar sig bra i CCDE-motorer för att den är mycket stabil samtidigt som den har goda termodynamiska egenskaper. Användningen av argon i storskaliga CCDE-tillämpningar där den ekonomiska aspekten styr kräver att gasen kan återvinnas till hög grad (Ikegami, M 1981, s. 341–353).

En annan vanlig gas som används i CCDE-motorn är koldioxid. Koldioxid har en hög densitet och en hög relativt värmekapacitet i jämförelse med vanlig luft, vilket gör att den atmosfär som används i CCDE-motorer får lägre cylindertemperaturer än en normal förbränningsmotor. I vissa försök som gjorts (Hawley & Reader 1990, s. 129) med en atmosfär bestående av 30 % syre och 70 % koldioxid, hade man problem med att få bränslet att antändas på grund av den låga temperaturen i cylindern. För att kringgå detta problem var man tvungen att förvärma gasblandningen till 150 °C. Koldioxiden är relativt stabil även om forskning visar på att koldioxiden tar del i förbränningsprocessen på ett ofördelaktigt

sätt (Hawley, Ashcroft & Patrick, 1998). Den största fördelen med användning av koldioxiden är den enkla tillgången, eftersom den koldioxid som bildas under förbränningen kan användas genom avgasåtercirkulering. De vanligaste gaserna som används i CCDE-motorer och luftens egenskaper presenteras i tabell 1.

*Tabell 1. Gasers egenskaper.*

Gas	Densitet	Specifik värmekapacitet, $C_v$	$C_p/C_v$
Argon	1,78kg/m <sup>3</sup>	0,52kJ/(kg·K)	1,67
Koldioxid	1,97kg/m <sup>3</sup>	0,82kJ/(kg·K)	1,30
Syre	1,429kg/m <sup>3</sup>	0,92kJ/(kg·K)	1,40
Luft	1,293kg/m <sup>3</sup>	1,01kJ/(kg·K)	1,40

*Maols tabeller (2004)*

## 4.2 Cosworths CCDE-motor

I arbetet har den CCDE-motor som utvecklades av Cosworth i slutet av 1980-talet studerats för att få en tillräcklig informationsbas för arbetet. Cosworths CCDE-motor används i U-båtar, där kraven på utrymmeseffektivitet och driftsäkerhet är höga. Cosworths CCDE-motor är baserad på en normal turboladdad motor där turboladdaren har avlägsnats. I stället för överladdning använder sig motorn av ett övertryck i det slutna systemet, vars storlek ungefärligt motsvarar det normala laddtrycket hos ursprungsmotor. Trycket i det slutna systemet kan uppgå till ungefär 2,5 bar(a), och eftersom koldioxidabsorberingen som Cosworth använder fungerar bäst vid höga tryck, körs motorn alltsomoftast på det högsta möjliga trycket. För att kompensera egenskaperna hos atmosfären i motorn används argon. (Morley D.C.W, 2005).

### 4.2.1 Atmosfären i Cosworths motor

Eftersom atmosfären i CCDE-motorn består nästan uteslutande av gamla avgaser som har annan uppsättning än vanlig luft kompenseras atmosfären för att skapa motsvarande egenskaper som luften normalt skulle haft. Syrehalten styrs i motorn genom tillsättning av rent syre som regleras av ett reglersystem där en givare känner av den aktuella syrehalten i atmosfären. Argonhalten regleras av ett avancerat reglersystem som tillsätter argon. Reglersystemet har en givare som mäter cylindertrycket och reglerar argonhalten utifrån

cylindertryckskurvan form, så att denna får samma utformning som en normal motor hade haft vid samma belastning.

Koldioxiden som bildas under förbränningen avlägsnas ur systemet i koldioxidabsorberingsanläggningen. I koldioxidabsorberingsanläggningen kommer koldioxiden i kontakt med små vattendroppar som har motsatt strömningsriktning än avgaserna. En stor del av koldioxiden binds till dessa vattendroppar, men i detta skede försvinner också en liten del av argongasen som finns i avgaserna.

### **4.3 Prestandan hos CCDE-motorer**

Förutom Cosworths forskning inom området finns en del andra försök där man testad CCDE-motorer. Hawley & Reader testade en motor där man använt sig av 30 % syre och 70 % koldioxid. Försöken med denna motor gav en bränsleförbrukning som var ungefär 23–28 % högre än en motsvarande motor som hade luft som atmosfär och toppeffekten i motorn sjönk med 20–23 %. (Hawley & Reader 1994)

### **4.4 För- och nackdelar med CCDE**

Fördelarna i en CCDE-motor är många i jämförelse med en traditionell dieselmotor. I kommersiella tillämpningar ligger fördelarna i förminskade NO<sub>x</sub>-utsläpp och möjligheten till att långtidsförvara koldioxiden, genom att samla upp den och förvara den exempelvis i ett hålrum som uppstått till följd av oljeborrning. En CCDE-motor har praktiskt taget inga NO<sub>x</sub>-utsläpp eftersom atmosfären i CCDE motorn inte innehåller något kväve, även om en mycket liten mängd bränsle-NO<sub>x</sub> kan bildas ifall motorn körs med bränslen innehållande kväve.

Till nackdelarna med CCDE-motorer hör bl.a. ovanligheten hos tekniken, vilket innebär dålig kunskap om servicebehoven, samtidigt som CCDE-motorer kräver mycket extrautrustning jämfört med en vanlig motor, vilket kan leda till fördubblade tillverkningskostnader. Andra nackdelar är behovet av syre- och argontillförsel och den något sänkta verkningsgraden hos motorn. Ifall argonbehovet kan minimeras eller elimineras och syret tas som en biprodukt från exempelvis vätgasframställning är detta inget hinder för att skapa en konkurrenskraftig CCDE-lösning.

## 5 GT-POWER

GT-POWER är en del av GT-SUITE som är en utvecklarsvit avsett för fordons- och motorutvecklare. GT-POWER används i stort sett av alla motortillverkare som en del av den naturliga utvecklingsarbetet där simuleringarna fungerar som komplement åt provkörningar. GT-SUITE är byggd på Java plattformen, vilket möjliggör användningen av programmet på både Windows och Linux datorer.

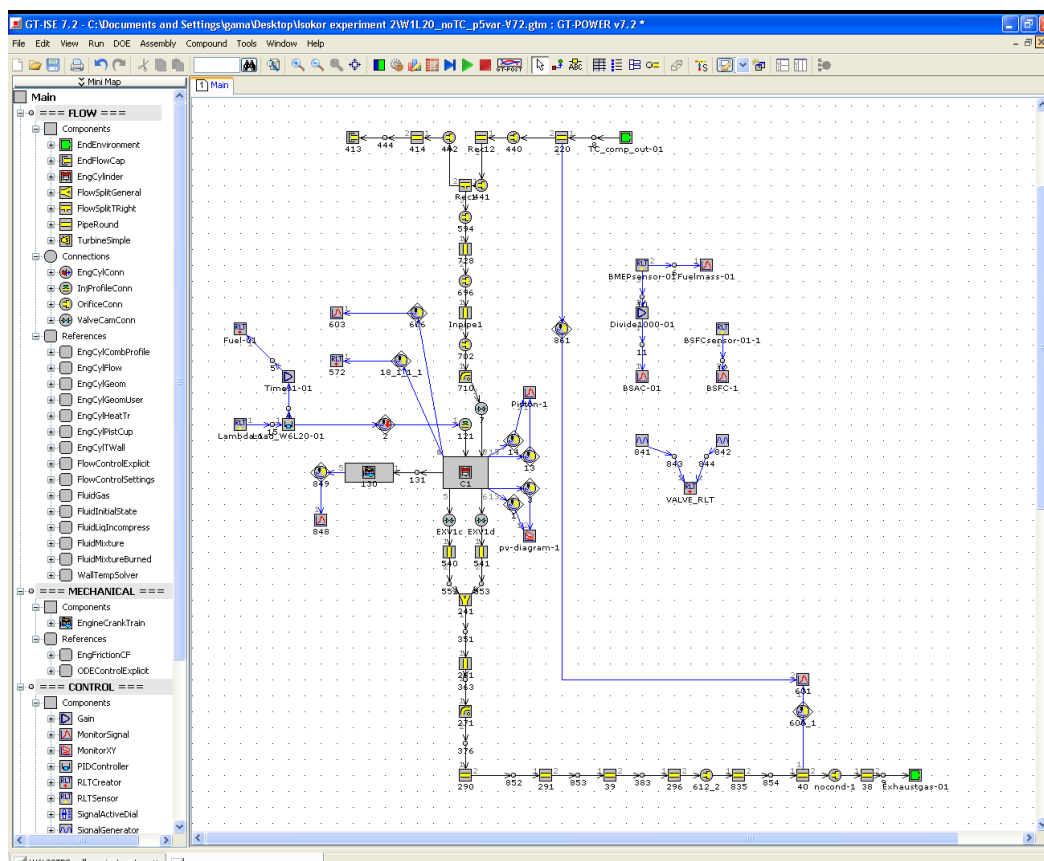
I GT-POWER kan olika motorkonstruktioner enkelt utvärderas i en datormiljö. Motorsimulering lämpar sig mycket väl vid motorkonstruering, eftersom enkelheten att ändra på simuleringsmodellen gör att ett flertal olika lösningar kan testas parallellt i samma simuleringsmodell och utvärderas skilt, något som skulle vara alltför krävande och kostsamt att utföra i någon större skala på laboratoriemotorer. Motorsimuleringen ersätter inte helt laboratoriekörningar, utan deras uppgift är att minska på onödiga testkörningar, så att det går att koncentrera sig de viktiga sakerna under testkörningen där linjedragningarna redan kunnat ske vid motorsimuleringen.

### 5.1 GT-ISE

GT-ISE är det grafiska gränssnittet där GT-POWER modelluppbyggnaden sker. I GT-ISE görs först så kallade objekt utifrån färdiga mallar dit information om den komponent den representerar matas in. Informationen i objekten matas in när den skapas, men kan därefter enkelt också ändras i den grafiska miljön. Informationen i objekten kan också ges i parameterform där programmet letar efter informationen ur en gemensam samlingsmeny där alla parametrar finns samlade. Dessa inställningar går enkelt att editera och göras individuella för olika simuleringsfall och det finns även möjligheten att låta programmet leta efter parametrar från en Excel-fil, genom att ange filens namn, kolumn och vilken rad informationen finns på.

Efter att informationen i objekten matats in placeras objekten på en karta, där de kan länkas samman till en simuleringsmodell. Komponenterna kan också kopieras från andra simuleringsfiler med hjälp av kopiera och klistra in-metoden. När all information i objekten och alla inställningar om simuleringsförfarandet är gjorda kan modellen simuleras.

Utseendet på GT-ISE och en typisk simuleringsmodell presenteras i figur 4.



Figur 4. Bild över gränssnittet i GT-ISE.

## 5.2 GT-POST

GT-POST är en den modul i GT-POWER där simuleringsresultaten presenteras. GT-POST är till uppbyggnaden ganska enkel men har många möjligheter till att kombinera resultat från olika simuleringar.

Resultaten från olika simuleringsfall och olika modeller kan kombineras med kommandot Create plots of RLT's. Det finns även möjlighet att importera resultat från verkliga testkörningar som kan visas parallellt med resultaten från simuleringarna, vilket gör det enkelt att noggrant jämföra simulerade resultat och uppmätta resultat från en verklig motor. Det går även att skapa grafer där olika resultat i samma simuleringsfall presenteras i samma graf, där t.ex. vevaxelgradtalet används som gemensam utgångspunkt. På det sättet kan olika faktorer inverkan på varandra studeras snabbt och effektivt.

I GT-POST finns en funktion vid namn RLT-viewer, som visar en bild av modellen där länkarna mellan modellerna kan färgläggas vid önskemål. Färgläggningen representerar olika värden på t.ex. tryck, temperatur och densitet vid de olika positionerna i motorn och färgerna kan jämföras med en färgkarta som förklarar färgernas betydelse. För att välja vad som skall visas i RLT-viewer finns en meny där alla möjligheter visas och det går enkelt att

välja vad som skall presenteras på skärmen. Funktionen kan användas för att få en snabb överblick av tryckskillnader eller värmeläckage, något som gör det enkelt att hitta fel på modelluppbyggnaden.

### **5.3 Funktioner och inställningar i GT-POWER**

I GT-POWER används inmatade värden för att styra simuleringen. De inmatade värdena kan vara framtagna genom mätningar från provkörningar, eller härstamma från tidigare simulationer. Viktigt vid justering av inställningar är det viktigt att justeringen stöds upp av en teoretisk bakgrund, där användaren har en uppfattning om hur ändringen inverkar på resultaten och vad ändringen har för inverkan på en riktig motor.

#### **5.3.1 Apparent Heat release**

Apparent Heat release är en benämning i GT-POWER som beskriver värmefrigörelsen under förbränningsförloppet. Ordet apparent kan beskrivas med det svenska ordet märkbar. Alla funktioner som heter apparent kan i GT-POWER omvandlas i båda riktningarna, vilket medför att med en känd cylindertryckskurva kan en apparent heat release skapas och med en känd apparent heat release kan en cylindertryckskurvan framtas, ifall de övriga faktorerna som spelar in på resultaten är kända. Apparent heat releasen kan antingen tas fram genom simuleringar med en förutsäggande förbränningsmodell där heat releasen kan avläsas i GT-POST. Heat Releasen kan också framtas från verkliga mätresultat där uppmätta cylindertryck under en cykeln i en verklig motor kan omvandlas till en heat release som GT-POWER kan använda sig av. Heat releasen anges i tabellformat där varje vevaxelgrad kan anges skilt under förbränningen.

Apparent Heat release är främst tänkt att användas som indata vid enkla simuleringar, såsom akustik- eller insugslängdsberäkningar där grundkoncepten för förbränningen inte ändras (Engine Performance 2010, s. 35). Vid simuleringsarbeten där heat releasen används som indata, kan den till en viss grad manipuleras genom att skala om heat releasen för att på så vis få en snabb översikt över vad en snabbare, mera intensiv eller en långsammare förbränning kan åstadkomma åt motorns prestanda och övriga egenskaper där dessa resultat endast är riktvisande.

### 5.3.2 DIJet-bränsleinsprutningsmodell

I mera avancerade simuleringar som görs där förbränningens utformning är okänd måste en predictive förbränningsmodell användas. Det referensobjekt som används i GT-POWER för detta ändamål kallas EngCylCombDIJet, som är en förkortning av direct injection jet combustion (Eskills 2008, s. 5).

DIJet-referensobjektet använder inte inmatad värmefrigörelse utan i stället beräknar programmet utifrån insprutad bränslemängd, allmän information om DIJet-referensmodellen och aktuella värden i motorn hur förbränningen kommer att utformas. DIJet-modellen använder en tryckprofil eller massprofil inmatad i tabellformat som styr insprutningsprofilen.

För att använda DIJet-förbränningsmodellen i krävs det att en DIJet-regulator läggs till i simuleringsmodellen och att EngCylDIJet-referensobjektet väljs som förbränningsobjekt i simuleringsmodellen cylinder. DIJet-regulatorn reglerar insprutningsmängden utifrån någon önskad insignal, vanligtvis BMEP eller uteffekten, men kan också vara vridmoment eller IMEP. Från DIJet-modellen går utsignalen vidare enskilt till varje spridare som finns i modellen.

### 5.3.3 Kompressionsförhållande

Kompressionsförhållandet är en viktig parameter som kan ställas in på simuleringsmodellen. Kompressionsförhållandet har en stark inverkan på bl.a. temperaturen och trycket i cylindern under arbetstakten, vilket i sin tur inverkar kraftigt på motorns verkningsgrad, effekt och utsläpp. Kompressionsförhållandet är nogra utvald av tillverkaren, men är ofta en kompromiss där miljövänligheten, hållbarheten och effektiviteten tas i beaktande.

Kompressionsförhållandet anger förhållandet mellan volymen ovanför kolven vid ND och motsvarande volym vid ÖD. Kompressionsförhållandet  $r_c$  kan räknas ut med följande for-

mel  $r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c}$  där  $V_d$  är cylindervolymen och  $V_c$  är volymen ovanför kolven vid ÖD.

I GT-POWER anges kompressionsförhållandet i EngCylGeom-referensobjektet eller EngCylGeomUser-referensobjektet.

### 5.3.4 Insprutningsögonblick

Insprutningsögonblicket är en viktig faktor vid simulering. Insprutningsögonblicket anges som gradtal före/efter ÖD och betecknas som SOI. Insprutningsögonblicket har en kraftig inverkan på motorns egenskaper. En för tidig insprutningsögonblick leder ofta till högt cylindertryck och höga temperaturer i cylindern, vilket bidrar till höga värden på NO<sub>x</sub>. En för sen insprutning leder i sin tur till höga avgastemperaturer och en låg verkningsgrad, även om den sena insprutningen delvis kan kompenseras med ett högre laddtryck eller högre kompressionsförhållande, vilket kan utnyttjas för att minska NO<sub>x</sub>-utsläppen (Johansson 2003, s. 338).

### 5.3.5 Endenvironment

Endenvironment är en modul som monteras in på modellen, där en kontaktpunkt med en atmosfär vill simuleras. Endenvironments används bl.a. där luften sugas in till motorn vid luftfiltret och där avgaserna släpps ut. Endenvironments kan också ersätta t.ex. en pump som pumpar vatten till kylsystemet, ifall ett kylsystem vill användas. Genom att ändra värdena på fukthalten, trycket, temperaturen och gassammansättningen, kan olika önskade förhållanden uppnås som kan utnyttjas, t.ex. vid motorsimuleringar där turbon lämnas bort och istället har ersatts med endenvironments. Inställningsfönstret för endenvironments huvudflik visas i figur 5 där trycket, temperaturen och sammansättningen definieras.

Det finns även en specialversion av endenvironments kallad endenvironment TPA där TPA står för three-pressure analysis. Denna typ av endenvironment tillåter förutom tryck, temperatur och sammansättning även möjligheten att sätta in EGR som en andel av den inmatade gasen.



**Create Object:**

Template: EndEnvironment

Object:

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Pressure (Absolute)	bar	1.0325
Temperature	K	293
Pressure Flag		standard(total)
Composition		air

Main Altitude and Humidity

OK Cancel Apply

Figur 5. Inställningsfönster för Endenvironment.

### 5.3.6 EngCylGeomUser

För att kunna skapa en oregelbunden kolvrörelse i GT-POWER används referensobjektet EngCylGeomUser, som möjliggör skräddarsydda kolvrörelser där den önskade kolvrörelsen enkelt kan inmatas i en tabell.

EngCylGeomUser är i själva verket mest lik en tabell där vevaxelgradtalen och kolvens position är inmatade. Tabellen kan antingen ha 360° eller 720° i de fall där användaren vill göra rörelsemönstret för arbetstakten och gasväxlingen olika. Kolvens position matas in som avståndet mellan ÖD och kolvens aktuella position, vid respektive vevaxelgradtal. Genom att parameterstyra valet av kolvrörelse kan flera olika kolvrörelser simuleras vid samma simulering.

### 5.3.7 Lambdavärde, $\lambda$

I en dieselmotor sker nästan alltid förbränningen med varierande överskott av syre. Förhållandet mellan bränsle/luftblandningen anges ofta som ett Lambda,  $\lambda$ -värde. Vid en stökiometrisk förbränning där all tillgänglig syre och all tillgänglig bränsle förbränns är Lambdavärdet 1. Ifall luftmängden är större än vad som behövs är lambda-värdet större än 1 och mindre än 1, ifall luftmängden är mindre än vad bränslet kräver (Johansson 2003, s. 340).

Lambdavärdet i lastbilmotorer ligger kring 1,6–1,8 men i vissa dieselmotorer utan överladdning med förkammare kan lambdavärdet vara så lågt som 1,4. I större motorer såsom

kraftverks- och fartygsmotorer körs motorerna ofta med ett lambdavärde som ligger kring 2 eller högre.

## 6 Simuleringar

I arbetet utfördes datorsimulationer där de olika teknikerna som skulle utvärderas simulerades. Simuleringsarbetet gick ut på att utifrån den information och de simuleringsmodeller som tilldelades skapa fungerande simuleringsmodeller för ändamålet och ta fram resultat. Utifrån resultaten skulle sedan en bedömning om hur väl teknikernas lämpar sig för förbränningsmotorer göras. Till hjälp för simuleringarna fanns den information som finns omskriven i teoridelen och de instruktioner som gavs av uppdragsgivaren.

### 6.1 Simulering av ideal dieselcykel

I dieselcykelsimuleringarna skulle maximitryck i cylindern ligga kring 210 bar, kompressionsförhållande ligga kring 19 och lambdavärdet skulle ligga kring 2,1. Resultaten från dieselcykelsimuleringarna var BMEP och BSFC och dessa värden jämförelsevärden från en normalmotor. Andra intressanta resultat var även de temperaturer som normalt mäts i motorer.

Till arbetets första del hörde att ta fram en oregelbunden kolvrörelse genom simulering och modifiering av rörelsen så att ett idealt dieselcykel PV-diagram uppkom. För att skapa referens att jämföra med togs via simulationer fram en motsvarande idealt PV-diagram, med normal värmefrigörelse för en motor med normal kolvrörelse. Båda dessa modeller skulle ha ungefär samma BMEP för att således kunna jämföra den specifika bränsleförbrukningen hos modellerna, samtidigt som en referenssimulering med en normal motor gjordes, där önskat BMEP ställdes in på medeltalet av de två tidigare simuleringarna.

Modellen som användes var en encylindrig simuleringsmodell av en Wärtsilä W20 dieselmotor. Simuleringsmodellen motsvarade en riktig motor i de flesta avseenden förutom att den saknade turboladdare. Turboladdare är svårinställda på encylindriga simuleringsmodeller, så därför hade den utelämnats och i stället ersatts av kompenserade värden på endenvironments. Trycken och temperaturerna i endenvironments hade ställts in så att dessa värden motsvarade verkliga värden tagna från testkörningar på samma motortyp vid samma BMEP.

### 6.1.1 Dieselrykel med onormal kolvrörelse

För att lämpa sig för den tilltänkta simuleringen måste simuleringsmodellen först modifieras från den ursprungliga modellen som tilldelats. Modifikationerna gällde främst inställningar på vevmekansimen som gjordes med EngCylGeomUser-referensobjektet, men också ett antal andra inställningar gjordes. I EngCylGeomUser funktionen matades datan in gällande den specifika modellen däribland cylinderdiametern ingick, men också andra värden gällande värmeavledning som kunde hämtas ur modellen från EngCylGeom-referensobjektet för den normala kolvrörelsen.

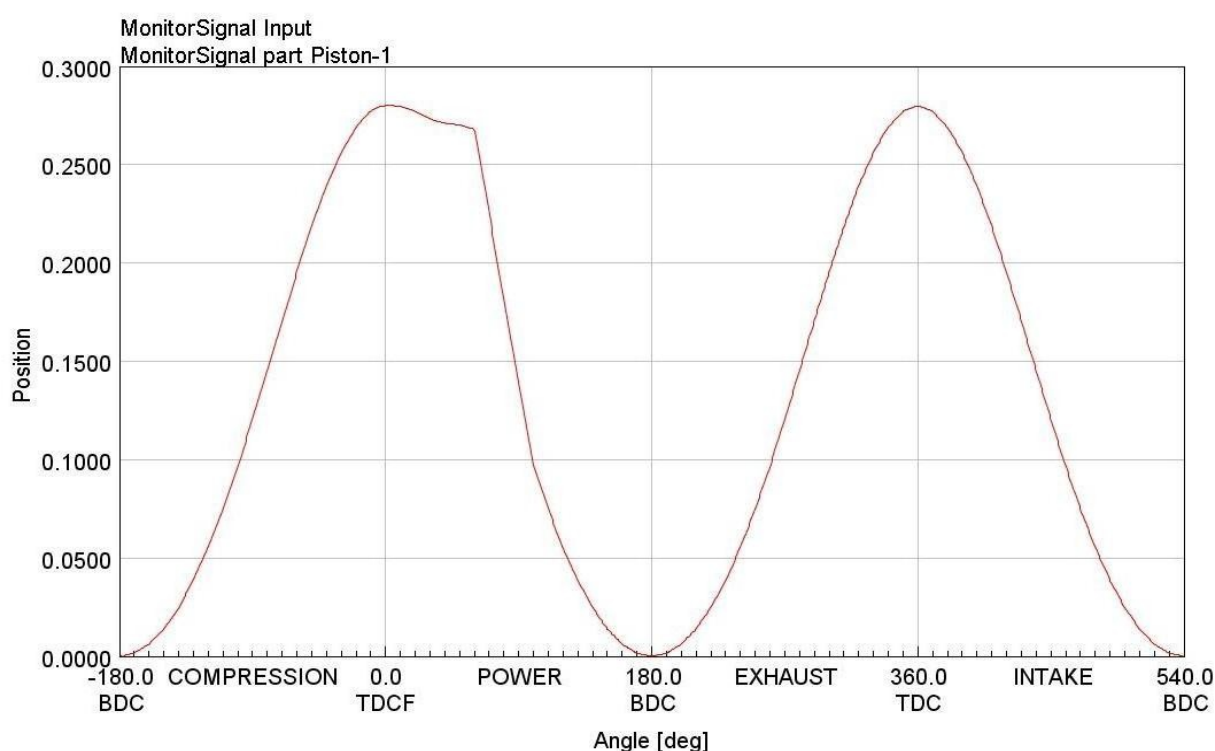
Värmefrigörelsen för en dieselmotor fanns inlagt i modellen, men för att få en aning jämnare utseende på PV-diagrammet måste värmefrigörelsen jämnas ut för att avlägsna toppar. Detta gjordes genom att överföra värdena från värmefrigörelsetabellen till Excel där värmefrigörelsen jämnades upp. Användningen av uppmätta värmefrigörelseberäkningar för fall där någonting i anknytan till förbränningen ändras på kritiserar i GT-POWER:s manual, vilket framkommer i teoridelen i avsnittet om värmefrigörelsen, men med den erfarenhet man hade på företaget av motsvarande förfaranden rådgjordes jag att göra på detta sätt.

Rörelsemönstret för kolvrörelsen var okänt i detta skede så ett Excel-dokument med standard kolvrörelse skapades genom att använda en formel som med känt slaglängd och längd på vevstake, kunde omvandla vevaxel gradtal till kolvposition. Exceltabellen anpassades för 720 vevaxelgrader för att på så sätt få olik utseende på gasväxlings- och arbetstaktens kolvrörelse. När Excel-tabellen var gjord länkades kolvpositionen till EngCylGeomUser-referensobjektet så att ändringar på kolvrörelsen enkelt skulle kunna göras i en Excel-tabellen, utan att skilt vara tvungen att importera resultaten. När EngCylGeomUser-referensobjektets inställningar var gjorda verifierades riktigheten hos kolvrörelsen genom att jämföra resultaten från simulering med den normala kolvrörelsefunktionen och EngCylGeomUser mallens normala kolvrörelse från Excel-tabellen. Efter att simuleringsmodellens riktighet konstaterats modifierades kolvrörelsen kring ÖD, för att få kolven att längre stanna i övre läge. Avvikelserna på kolvrörelsen hölls så små som möjligt i förhållande till den normala rörelsen för att på så sätt skapa en så verklighetstrogen lösning som möjligt.

För att anpassa simuleringen till de angivna kriterierna anpassades modellen i några avseenden. Bränsleinsprutningen som tidigare anpassat sig till önskat BMEP ändrades om för att i stället ge en bränslemängd som anpassar sig till ett önskat lambdavärde.

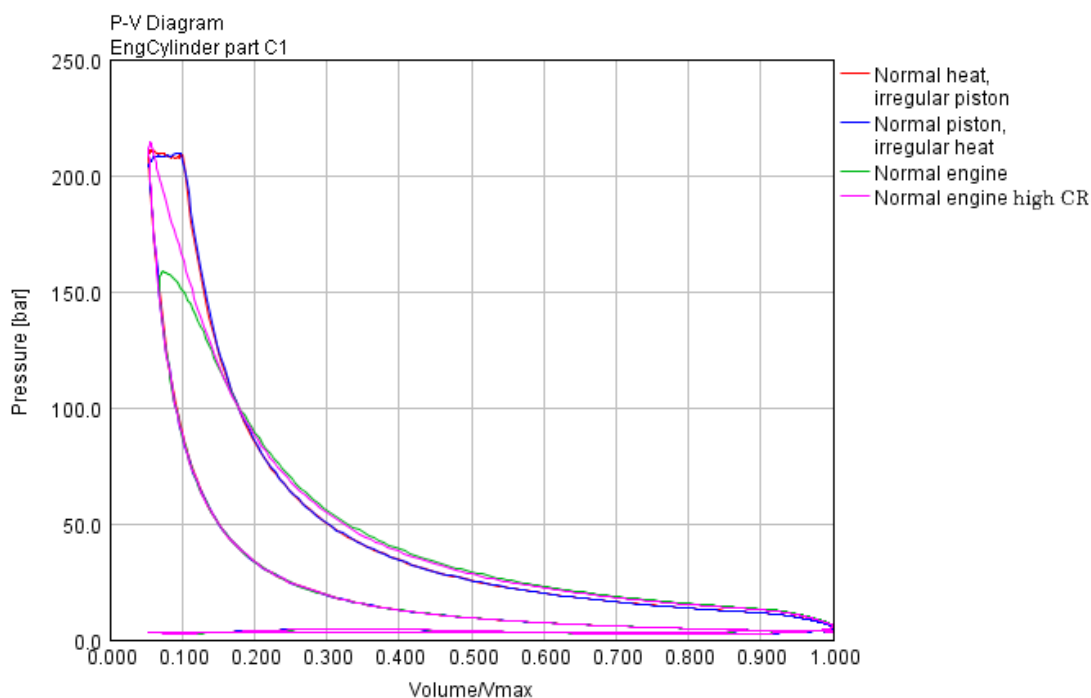
Efter att modellen var anpassad för de tilltänkta simuleringar gjordes några olika kolvrörelser där kolven rörde sig snabbt mot ÖD och därefter började gå långsamt nedåt under

förbränningen för att sedan återgå till en normal rörelse. Turbotrycket anpassades till kolvrörelsen så att trycket efter kompressionen låg kring maximitillåten tryck när bränsleinsprutningen var bortkopplad. Detta kunde enkelt göras eftersom simuleringsmodellen fungerar även om motorn inte producerar ett positivt vridmoment. När turbotrycket var inställt gjordes simuleringar där PV-diagrammets utformning låg i intresse. PV-diagrammet innehöll ett flertal olika ojämnheter beroende på att kolvrörelsen inte passade in med värmefrigörelsen, så därför gjordes ändringar på kolvrörelsen vid de punkter där ojämnheter förekom för att åstadkomma en jämnt och fint PV-diagram. Den slutgiltiga kolvrörelsen presenteras i figur 6 som visuellt åskådliggör kolvpositionen under 720°



Figur 6. Utformningen av dieselcykelns kolvrörelse.

Det slutliga PV-diagrammet från simuleringen finns presenterat i figur 7 där PV-diagrammen från de olika simuleringarna som gjordes i anknytning till dieselcykesimuleringen finns presenterade.



Figur 7. PV-diagrammen från dieselcykelsimuleringen.

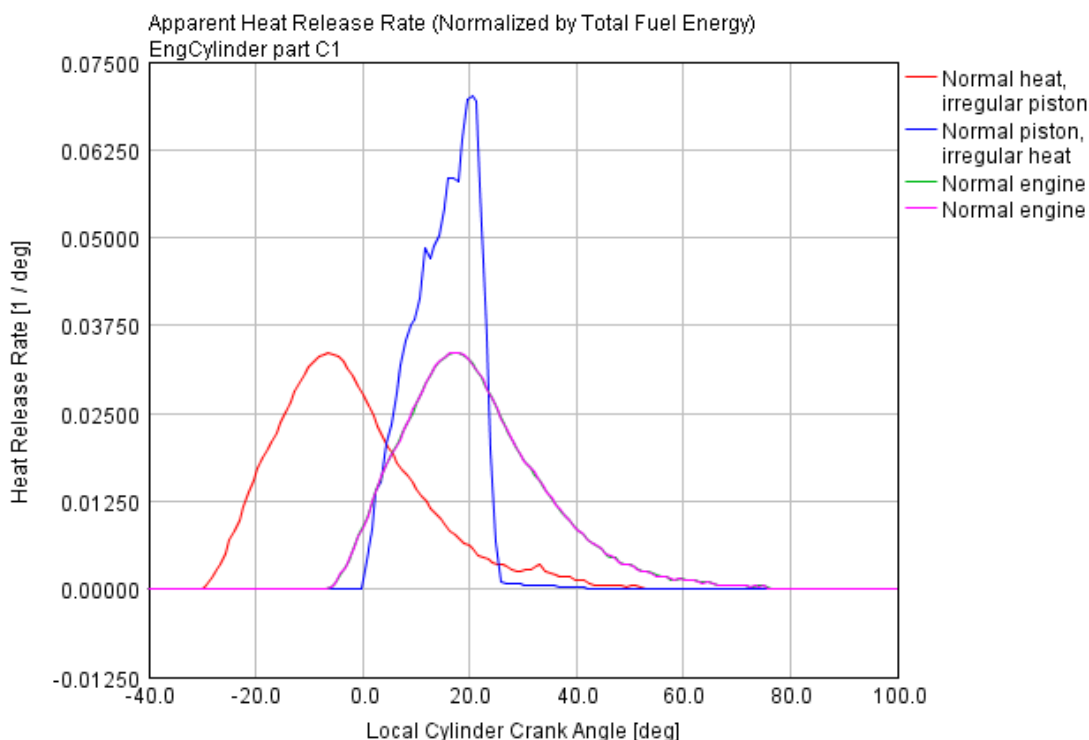
### 6.1.2 Dieselcykel med onormal värmefrigörelse

I det andra fallet av simuleringen med dieselcykeln gjordes inga större ändringar från modellen som tidigare använts för den onormala kolvrörelsen, förutom att den oregelbundna kolvrörelsen byttes ut mot den normala kolvrörelsen och att en ny värmefrigörelse skapades med EngCylCombProfile-referensobjektet, som därefter länkades till en Exceltabell där informationen om värmefrigörelse matades in.

Laddtrycket som användes var samma som i för den oregelbundna kolvrörelsen för att förenkla jämförelsen mellan resultaten från de båda delarna. Eftersom värmefrigörelsen måste öka i takt med att kolven åker nedåt stod det klart redan i ett tidigt skede att utformningen på värmefrigörelsen skulle vara kraftigt ökande från början.

En uppskattad värmefrigörelse skapades utifrån de tankar som fanns om utformningen, varefter värmefrigörelsens utformning justerades i Excel-tabellen utgående från formen på P-diagrammet. Eftersom trycket skall hållas jämnt under en längre tid för en dieselcykel, söktes en värmefrigörelse som gav en horisontell del på P-diagrammet vid maxtrycket. Efter att PV-diagrammet började likna ett idealt diagram med ungefär lika utformning som den som skapades tidigare i simuleringen med den onormala kolvrörelsen jämfördes

resultaten. BMEP hos modellerna skulle vara inom en gräns på  $\pm 0,25$  bar vilket kunde erhållas med små justeringar på det önskade lambdavärdet för båda simuleringsfallen. Den slutgiltiga värmefrigörelsens utformning framgår i figur 8.



Figur 8. Diagram över utformningen av värmefrigörelserna i dieselcykelsimuleringarna.

## 6.2 Simuleringen av ottocykeln

Som riktlinje för simulationerna med ottocyklarna var att BMEP i simuleringen skulle ligga kring 22 bar, kompressionsförhållande skulle vara 11 och lambdavärdet skulle ligga kring 2. Resultaten skulle bestå av BSFC och maxtrycket i cylindern och utifrån dessa resultat skulle teknikerna kunna utvärderas.

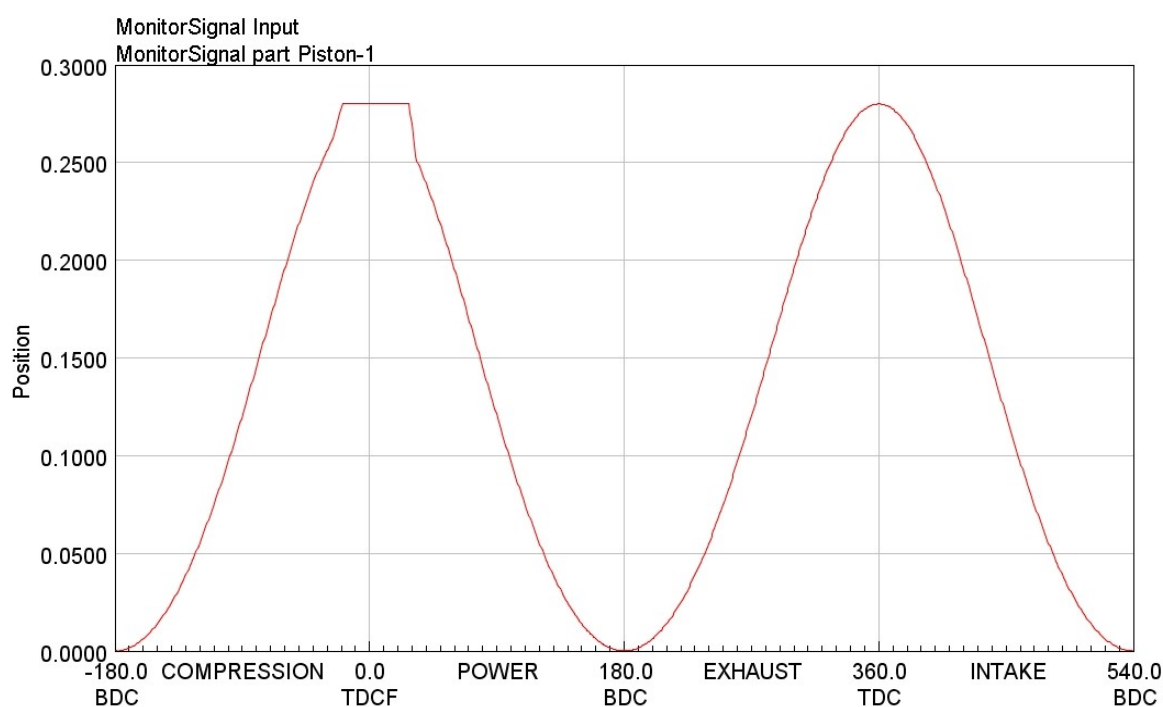
Att komma igång med simuleringsarbetet med ottocykeln var mycket enklare än simuleringen med den ideala dieselcykeln, eftersom en stor del av de fordrade ändringarna på modellen som gjorts för dieselcykeln kunde utnyttjas till denna del av arbetet. Skillnaden på modellerna var nästan obefintliga förutom att kompressionsförhållandet var olika och den resulterande värmefrigörelsen och resulterande kolvrörelse var annorlunda.

### 6.2.1 Ottocykel med onormal kolvrörelse

Till grund för denna del av simuleringsarbetet användes den modell som anpassats för dieselsyksimuleringen med onormal kolvrörelse. Inga större ändringar gjordes på modellen. En del små ändringar gjordes som t.ex. ändringar på bränsleinsprutningen, så att önskat lambdavärde i stället för 2,1 som i dieselsimuleringen nu i denna del skulle vara omkring lambda 2. Kompressionsförhållandet ändrades till 11.

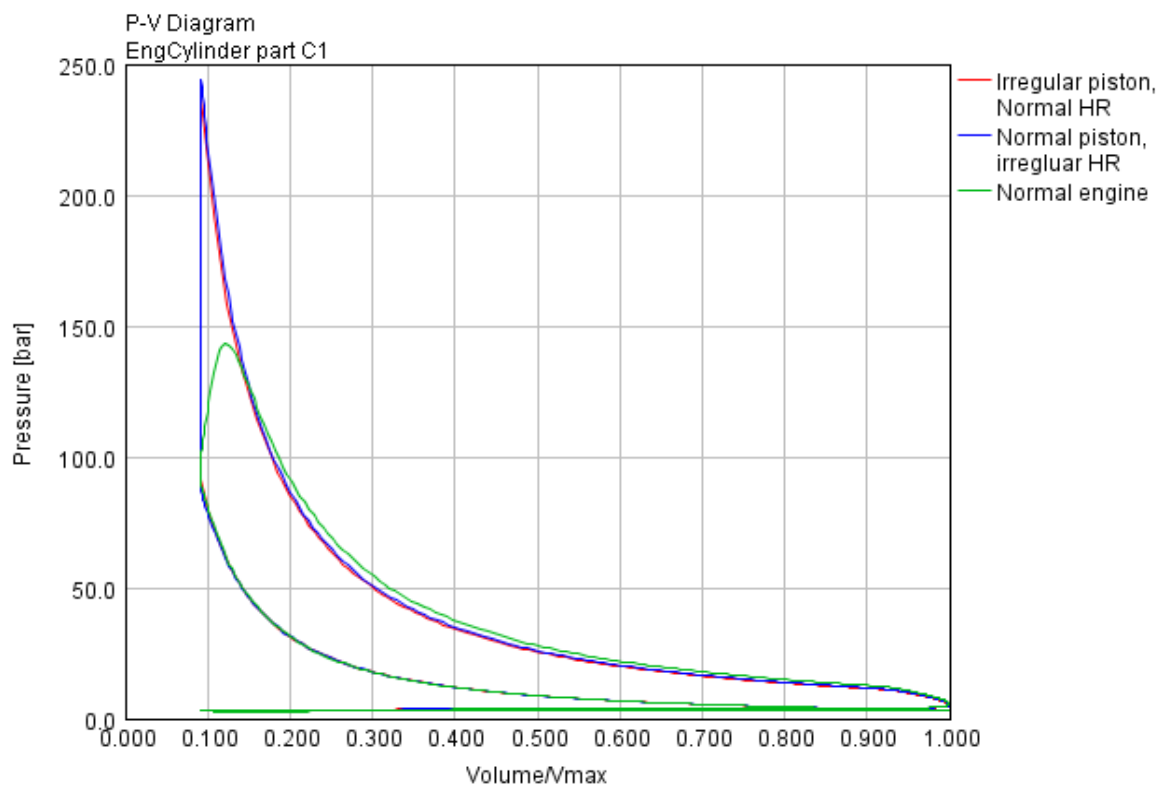
Ottocykler används i gasmotorer så därför skulle en värmefrigörelse från en gasmotors användas i stället för den värmefrigörelse som användes för dieselmotorn. Denna värmefrigörelse var också något ojämn så innan den kunde användas jämnades den upp i Excel.

Eftersom all värmefrigörelse sker i en ideal ottocykeln vid konstant volym kräver detta att kolven skall stanna i samma position under hela egentliga förbränningen, för att skapa ett idealt PV-diagram. Den slutgiltiga kolvrörelsen presenteras i figur 9.



Figur 9. Utformningen av den oregelbundna isobara kolvrörelsen.

Efter att värmefrigörelsen och kolvrörelsetabellen gjorts kunde simuleringsarbetet påbörjas. Det visade sig snabbt att kolvrörelsen med en stillastående kolv vid ÖD skapade ett välformat PV-diagram som visas i figur 10. Turbotrycket valdes så att lambdavärdet låg kring 2 vid 22 bars BMEP.



Figur 10. PV-diagram från ottocykelsimuleringarna.

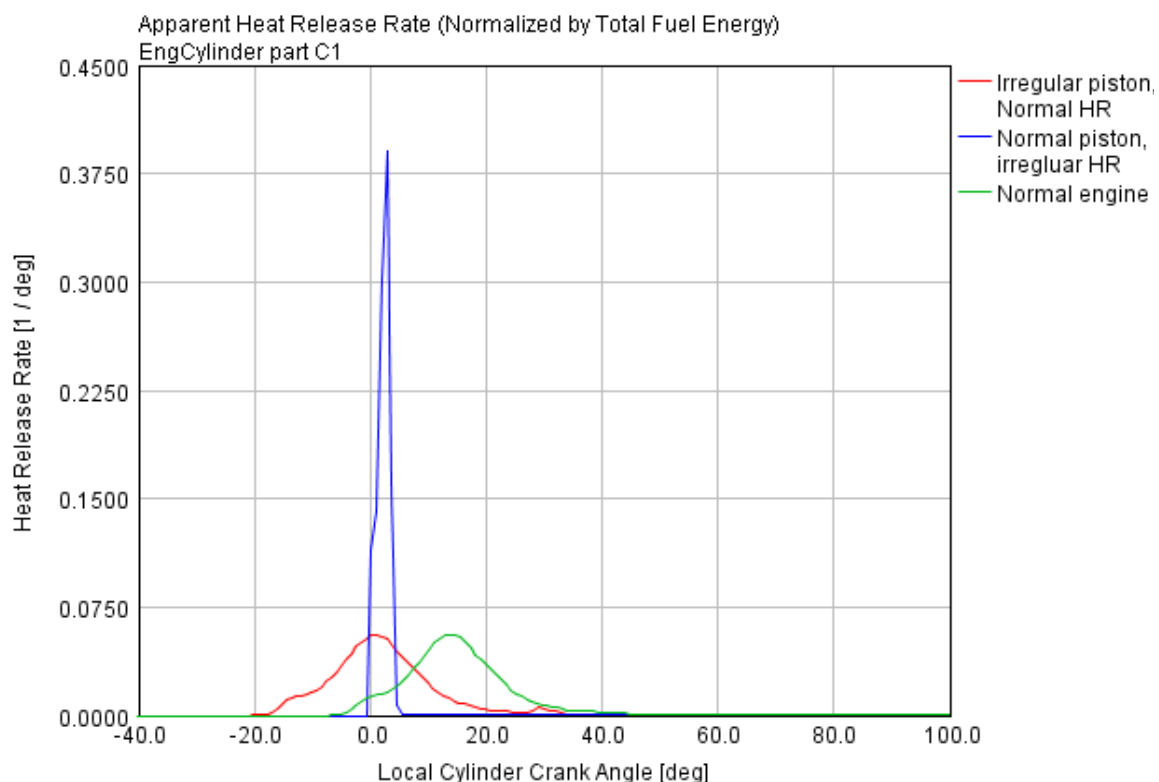
### 6.2.2 Ottocykel med onormal värmefrigörelse

Simuleringen med onormala värmefrigörelsen och den normala kolvrörelsen påminde mycket om den motsvarande biten hos dieselcykelsimuleringen. Det som gjorde denna simulering enklare var att i stort sett all värmefrigörelse inträffade vid ÖD.

I denna simulering användes samma modell som för motsvarande del vid simuleringen med dieselcykeln.

Värmefrigörelsen ställdes in så att värmefrigörelsen skedde under ett fåtal vevaxelgradtal vid ÖD. Värmefrigörelsens utformning framgår ur figur 11. Samma turbotryck användes som i simuleringen med den onormala kolvrörelsen.





Figur 11. Värmefrigörelsen från ottocykelsimuleringarna.

### 6.3 Simulering av closed cycle diesel engine

Den andra huvuddelen av simuleringsarbetet i anknytning till lärdomsprovet var simuleringen av closed cycle diesel engine. CCDE-konceptet är ganska ovanligt och därför saknar företaget information om CCDE och ville därför utöka sin kunskap genom undersökningar. En tidigare intern forskning hade utförts, men den undersökningen var gjord med en oförutsäggande förbränningsmodell, så därför gjordes denna undersökning för att få mera information om CCDE-tekniken.

#### 6.3.1 Simuleringsmodellen

Simuleringsmodellen som användes i CCDE-simuleringarna var en sexcylindrig Wärtsilä W20 utrustad med den förutsäggande DIJet-förbränningsmodellen. Modellen var anpassad för EGR-simuleringar och var utrustad med ett turboaggregat när modellen tilldelades, men dessa komponenter ersattes med anpassad information i endenvironmenten. De faktorer som måste tas i beaktande vid simuleringen var temperaturen vid starten av insprutningen, temperaturen i motorn under förbränningen, temperaturen på avgaserna och det maximala cylindertrycket.

Innan modellen kunde användas för simulering krävdes en del ändringar på modellen däribland ändringarna på endenvironments och tillsättning av PID-regulatorer, som reglerar trycket utifrån temperaturen vid turbinen eller maxtrycket i cylindern. Andra ändringar som gjordes var att bygga upp ett system med givare som registrerade blandningen på atmosfären till motorn och ett annat system som registrerade temperaturen i cylindern vid insprutningsögonblicket. Kompressionsförhållandet 16 användes i alla simuleringar med alla olika Miller-profilerna, även om kompressionsförhållandet varierar med olika mängd Miller i verkligheten. Kompressionsförhållandet hölls konstant främst för att enkelt kunna jämföra resultaten med varandra, samtidigt som en optimering av kompressionsförhållandet skulle ha krävt en stor arbetsinsats, vilket ändå skulle ha resulterat i små oväsentliga skillnader i detta skede.

Argon- och syreinmatningen reglerades med PID-regulatorer som fick sin insignal från givare, som kände av den procentuella andelen av vardera gaserna. Regleringen gjordes genom att injicera en mängd av gaserna med injektorer där den injicerade mängden styrdes av PID-regulatorerna. Eftersom argon och syre ingick i EGR-gasen krävdes en ganska lång simuleringstid för att gasmängderna skulle stabiliseras. Andelen vatten som ingick i EGR varierade i takt med driftsförhållandena och den önskade andelen andra gaser, vilket gjorde att vid hög mängd önskad argon och syrehalt var andelen naturlig vatteninnehåll ganska låg jämfört med motsvarande fall utan argon och med låg syrehalt. För att begränsa fukthalten till olika nivåer krävdes användningen av en ejektor som avlägsnade fukten ur EGR-gasen. Denna användes endast på simuleringarna med 0 % och 10 % fukthalt. I den tredje simuleringstypen där vatteninnehållet betecknats som okänt användes ingen ejektor utan den procentuella andelen vatten som ingick i atmosfären var beroende av den jämnvikt som uppkom i och med att EGR-gasens sammansättning stabiliserades.

## 6.4 CCDE-simuleringarna

CCDE-simuleringarna som gjordes var parameterstyrda till hög grad, vilket gjorde att simuleringarna kunde göras med samma simuleringsmodell där olika parametrar för önskade halter av de olika gaserna inmatades. Detta gjorde arbetet enklare eftersom alla resultatfiler såg likadana ut, vilket förenklade exporteringen av resultaten till Excel från GT-POST eftersom samma mall för exporteringen kunde användas. I simuleringar användes två olika Miller-profiler där både 36° och 80° Miller utvärderades för att få en grov uppskattning av Millerns inverkan på resultaten för de olika blandningarna.

Simuleringarna gjordes utifrån den kunskap som fanns om CCDE-motorer. Den tidigare forskningen som gjorts var gjord med 17 % syrehalt och resterande koldioxid, så utifrån de resultaten startades simuleringen. Vid simuleringen framkom i ett tidigt skede att EGR-gaserna som återcirkulerades hade ett högt innehåll av vatten, vilket skapade ett behov av att testa med olika mängder vatteninnehåll. Den normala simuleringen där inget vatten avlägsnades hade en vatteninnehåll kring 20 %. Det höga vatteninnehållet i atmosfären skapade ett behov av att göra andra simuleringar där vatteninnehållet reducerats till 10 % och 0 % för att skapa ett brett område utifrån vilket en bedömning om de olika mängderna ingående vatten kunde göras.

Simuleringarna gjordes med olika syre halter för att omfatta de värden som använts dels i den interna forskningen, men också den forskning som Hawley & Reader gjorde 1990 där de använde sig av 30 % syre och 70 % koldioxid. De olika syrehalterna som prövades var 17 % syre, 21 % syre, 25 % syre och 30 % syre.

Temperaturen på gasblandningen till motorn sattes till ungefär 120 °C eftersom det fanns önskemål om saken från företagets sida. Denna temperatur är ganska hög i jämförelse med den temperatur som omnämns i den tidigare gjorda interna forskning där temperaturer låg omkring 70–80 °C, men med tanke på att Hawley & Reader blev tvungna att förvärma atmosfären som användes i deras motor till 150 °C för att antända bränslet, var denna temperatur en lämplig utgångspunkt.

Före de egentliga simuleringarna där de slutgiltiga resultaten skapades gjordes många mellansteg där modellen justerades. Olika värden på PID-regulatorerna testades och olika försök med att styra laddtrycket gjordes, före den slutliga lösningen där laddtrycket regleras utifrån maxtrycket i cylindern och temperaturen vid turbon.

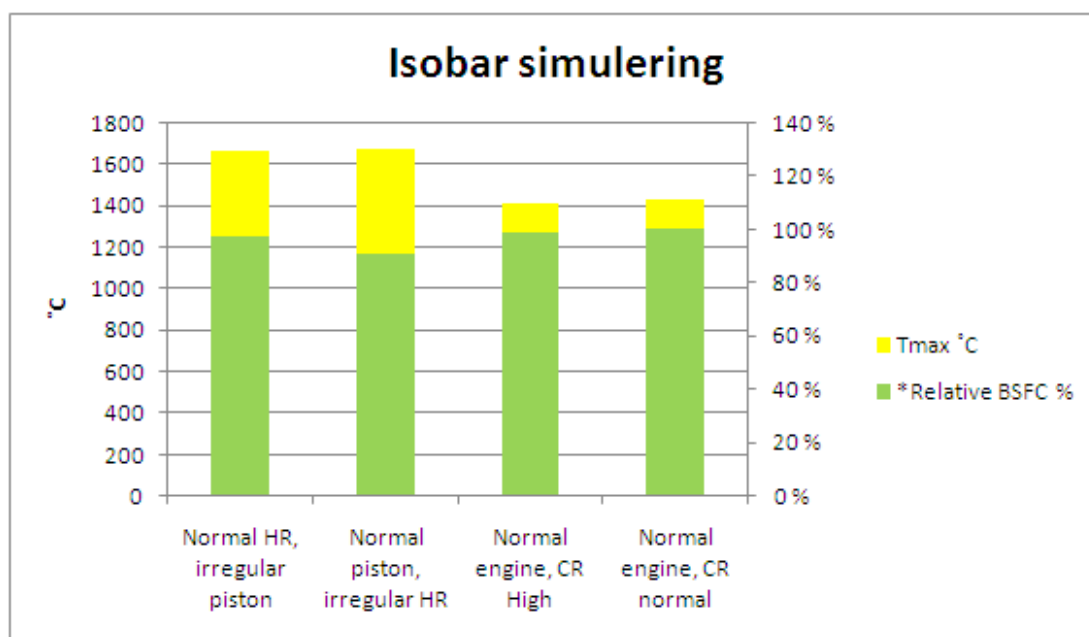
Efter att resultaten från simuleringarna var gjorda exporterades resultaten från GT-POST till Excel med hjälp av en exporteringsmodell.

## 7 Resultat

Resultaten från simuleringsarbetet jämfördes med resultaten från andra motsvarande referenssimuleringar, för att kunna jämföra resultaten mellan varandra. Eftersom simuleringsmodellerna måste vara mycket bra kalibrerade för att ge korrekta resultat i förhållande till en verklig motor, bör dessa resultat jämföras mellan olika uppsättningar där ingen jämförelse till några verkliga värden från testkörningar görs.

### 7.1 Isobar förbränning

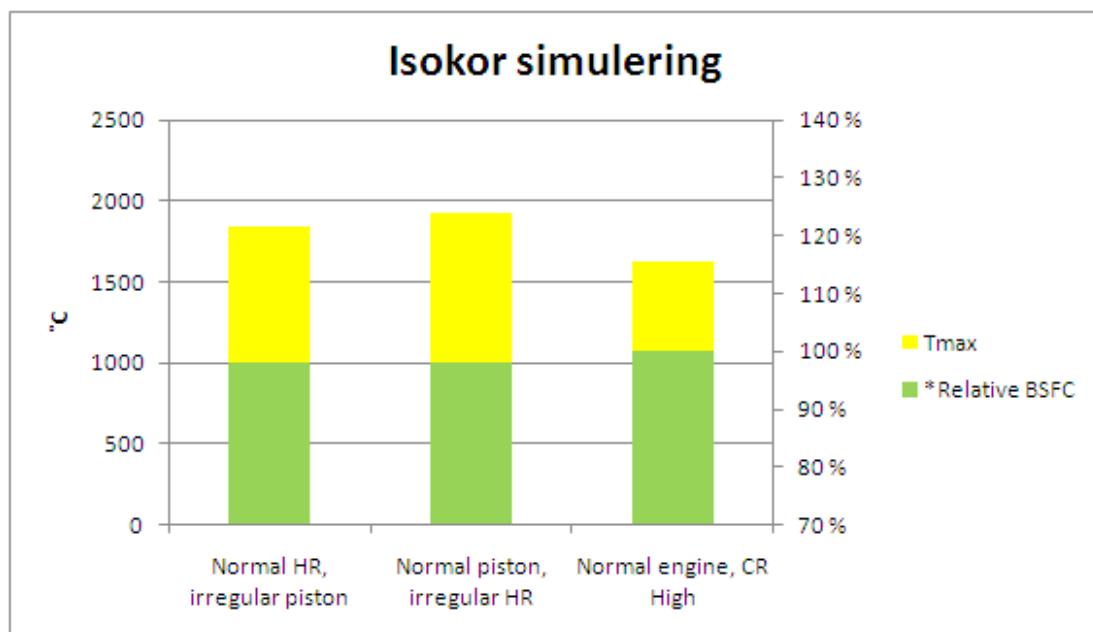
Resultaten från simuleringsarbetet med den isobara värmefrigörelsen, där en onaturlig kolvrörelse, en oregelbunden värmefrigörelse och två referenssimuleringar finns som bilaga 1. I dessa resultat framgår den skillnad som uppträder mellan de olika sätten att uppnå en isobar förbränning och en normal förbränning. I figur 12 framgår maximala cylindertemperaturerna och den relativa bränsleförbrukningen i de olika simuleringsfallen.



Figur 12. Diagram över resultat från dieselcykelsimuleringen.

### 7.2 Isokor förbränning

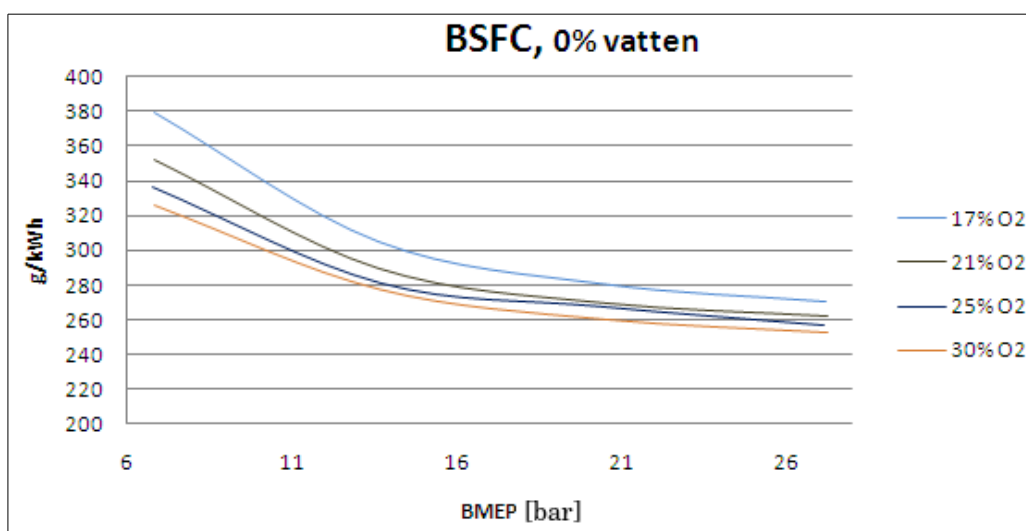
Resultaten från simuleringen med den isokora värmefrigörelsen, där en simulering med oregelbunden kolvrörelse, en med oregelbunden värmefrigörelse och en referenssimulering finns i tabellformat som bilaga 2. I resultaten presenteras temperaturer och tryck i motorn vid en isokor simulering. I figur 13 framgår maximala cylindertemperaturerna och den relativa bränsleförbrukningen i de olika simuleringsfallen.



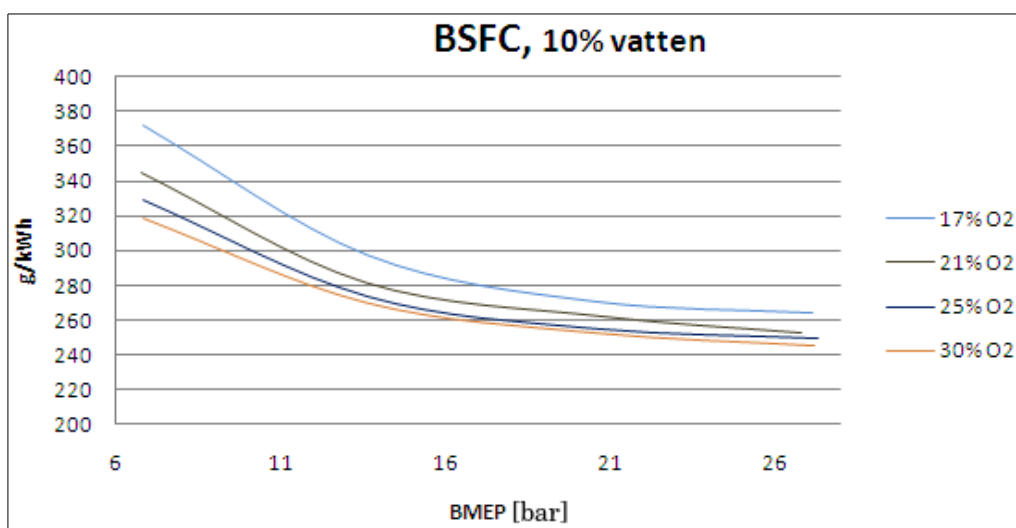
Figur 13. Diagram över resultat från ottocykelsimuleringarna.

### 7.3 CCDE-simuleringarna

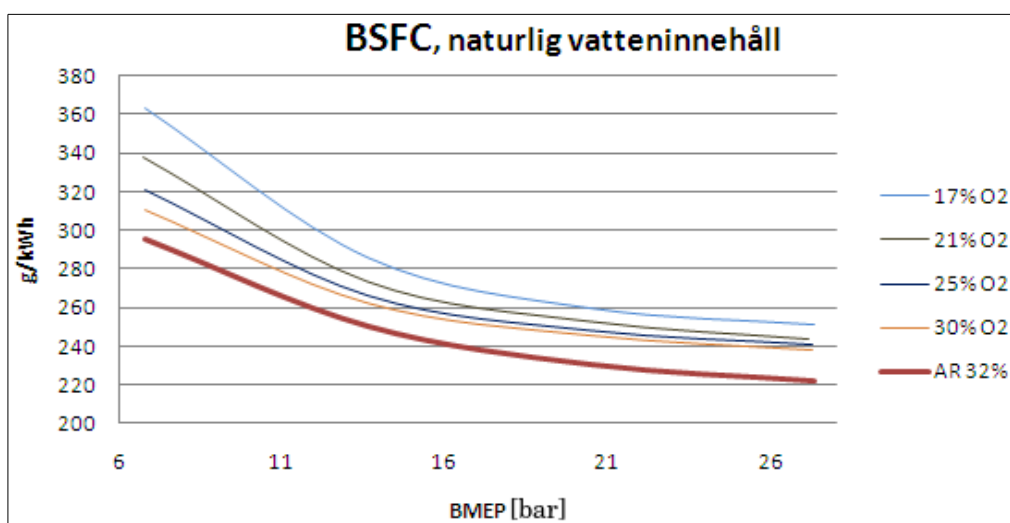
Resultaten från CCDE-simuleringarna presenteras i bilagorna 3-39. Resultaten består av olika temperaturer och tryck i motorn vid drift med olika belastningar. I resultaten framgår bränsleförbrukningen och de intressantaste faktorerna som framträdde vid simuleringen. Resultaten består dels av simuleringar där endast syre, koldioxid och vatten fanns i atmosfären och detta utvidgades med ytterligare försök där argon tillsattes. Figur 14 visar bränsleförbrukningen utan vatteninnehåll för fyra olika syrehalter. Figur 15 visar bränsleförbrukningen med 10 % vatteninnehåll för fyra olika syrehalter. Figur 16 visar bränsleförbrukningen med naturlig vatteninnehåll för fyra olika syrehalter samt ett resultat från argonsimuleringen med 30 % syre och naturlig vatteninnehåll på ungefär 10 %. Diagrammen innehåller inte resultat från motsvarande simuleringar med luft som atmosfär eftersom uppdragsgivaren ville sekretess belägga uppgifterna.



Figur 14. Diagram över BSFC i CCDE-simuleringar med 0 % vatteninnehåll.



Figur 15. Diagram över BSFC i CCDE-simuleringar med 10 % vatteninnehåll.



Figur 16. Diagram över BSFC i CCDE-simuleringar med naturligt vatteninnehåll.

## 8 Diskussion

I simuleringsarbetet erhöles resultat för alla delmoment, även om alla resultaten inte var av hög kvalitet, vilket inte heller var den direkta målsättningen för arbetet. Målsättningen för arbetet var att genom simuleringar skapa riktvisande resultat utifrån vilka en bedömning om huruvida vidare forskning skall göras och vad forskningen skall rikta in sig på. Resultaten uppfyllde målsättningen till den del att det utifrån resultaten går att skapa sig en god uppfattning om teknikernas lämplighet, samtidigt som resultaten kan ge tecken i vilken riktning den fortsatta forskningen skall utföras, utan att den sista optimeringen gjorts med vilken bränsleförbrukningen kan sänkas.

### 8.1 Isobara förbränningen

I arbetet kring den isobara simuleringen där den onormala kolvrörelsen och den onormala värmefrigörelsen simulerades, framtoqs ett resultat utifrån vilken en grov uppskattning om potentialen hos kolvrörelsen kan göras, genom att jämföra resultaten från kolvrörelsen med resultat från referensmotorn och den onormala värmefrigörelsen.

Resultaten från simuleringarna för den isobara simuleringen skilde sig till en del från de förväntningar som fanns där en större fördel på resultaten hade förväntats. Att skillnaden på bränsleförbrukningen mellan den onormala kolvrörelsen och den normala motorn skilde endast 1 % för kolvrörelsens del till en motsvarande normalmotor med samma kompressionsförhållande, tros bero på den ökade värmeöverföringen till cylinderväggarna som dels orsakas av den långa tiden som kolven nästan står still kring ÖD men också dels av den ökade temperaturen i cylindern som får värmen att effektivare avledas. En annan faktor som också spelar in på resultaten i båda fallen av den isobara förbränningen är den ökade friktionsförlusterna som orsakas av det förhöjda trycket i cylindern, som förblir högt under en lång tid. Det förhöjda orsakar stora sidokrafter på kolven under en lång tid, vilket i bidrar till stora friktionsförluster..

Den onormala värmefrigörelsen ger en betydligt bättre resultat än den onormala kolvrörelsen med motsvarande PV-diagram. Denna skillnad beror antagligen på den högre värmeöverföringen till cylinderväggarna som sker för kolvrörelsens del. Vid en anblick på temperaturerna som råder i cylindern för den både onormala kolvrörelsen med standard värmefrigörelse och den onormala värmefrigörelsen med standard kolvrörelse, fås en ökning av förbränningstemperaturen i bägge fallen med ungefär 250 °C jämfört med standardmotorns uppsättningar, vilket är ofördelaktig för NO<sub>x</sub>-bildningen. De övriga temperaturerna

och trycken låg i ungefär samma storleksordning som referensmotorn med det höjda kompressionsförhållandet vid det testade BMEP.

Slutsatsen från simuleringen är att ingen större vinst finns i att använda sig av en oregelbunden kolvrörelse i kombination med en ideal dieselcykel. Den nästan obefintliga skillnaden i bränsleförbrukningen och den relativt stora temperaturökningen i cylindern som medför högre NO<sub>x</sub>-bildning skulle antagligen orsaka en betydligt högre bränsleförbrukning ifall den skulle optimeras ur NO<sub>x</sub>-produktions synvinkel, där man strävar till att komma ner till åtminstone samma utsläppsnivåer. Gällande den onormala värmefrigörelse som skapades som jämförelsepunkt till simuleringen kunde en större inbesparing upptäckas, men värmefrigörelse som användes för simuleringen var mycket orealistisk så den kan inte utnyttjas i någon motortillämpning, utan den var främst tänkt som jämförelse för den onaturliga kolvrörelsen.

Resultaten från simuleringen uppmuntrar inte till någon mera omfattande studie om en ideal dieselcykelkolvrörelse.

## 8.2 Isokora förbränningen

I simuleringen med den isokora kolvrörelsen kunde ingen märkvärdig fördel upptäckas på bränsleförbrukningen med varken den onormala kolvrörelsen eller den onormala värmefrigörelsen. Den markanta ökningen av den maximala cylindertrycket gör det omöjligt att tillämpa en ideal ottocykel för en överladdad motor, utan att drastiskt reducera maximala BMEP. Temperaturerna i de onormala simuleringarna var höga jämfört med simuleringen med den normala motor. Skillnaden på maximala temperaturen i cylindern mellan onormala värmefrigörelsen och den onormala kolvrörelsen var betydande i detta fall. Skillnaden tros bero på värmeöverföringen till cylindern som kan ske under en betydligt längre tid för den onormala kolvrörelsen, som hade under 100 °C lägre temperatur i cylindern, även om denna temperatur var över 200 °C högre än i en motsvarande normal motor med samma kompressionsförhållande.

Slutligen kan konstateras att utan att tillåta att gå upp i maximitillåten cylindertryck kan denna lösning inte tillämpas utan att kraftigt begränsa BMEP. Detta problem i kombination med den uteblivna fördelen i denna undersökning gör den isokora förbränningen till en dålig lösning.



### 8.3 Kolvrörelserna

I simuleringarna med de oregelbundna kolvrörelserna uppnåddes ingen märkvärdig förbättring på resultaten, vilket inte uppmuntrar till att föra forskningen vidare på de punkterna. Revetec-motorn som omnämndes i teoriavsnittet hade enligt den använda källan visat mycket hög verkningsgrad för att vara en bensinmotor. Därför borde forskningen i alla fall delvis utvidgas i framtiden för att kartlägga fördelarna med den kolvrörelse som används i Revetec-motorn

### 8.4 CCDE-simuleringarna

I simuleringsarbetet kring CCDE skulle utredas vilka EGR-halter som krävdes för att hålla temperaturerna under kontroll i motorn något som visade sig vara omöjligt att utföra. I stället för att ha en fastslagen andel EGR reglerades syreinmatningen vilket medförde att andelen EGR-gaser varierade i och med att syrehalten i avgaserna från motorn varierade.

Resultaten från CCDE-simuleringarna var lite bättre än vad som var förväntats med tanke på de tidigare studierna som gjorts på CCDE-motorer. I den motor som Hawley & Reader testat med 30 % syre och 70 % koldioxid hade ökningen på bränsleförbrukningen varit 23–28 % och toppeffekten hade minskat med 20–23 %. Resultaten från de simuleringar som gjorts i arbetet visar på en ökningen i bränsleförbrukningen för den bästa testade blandningen innehållande 30 % syre och 20 % vatten med Miller 80°. Denna blandning ger en ökning i bränsleförbrukningen med ungefär 10–15% i förhållande till vanlig luft och möjliggör samma toppeffekt som en normalmotor. Att denna blandningen skall kunna användas förutsätter användning av ett bränsle med högt cetantal för att bränslet skall kunna antändas tillräckligt effektivt vid den något låga temperaturen 532–535 °C som råder i cylindern vid insprutningens startögonblicket. Mera Miller kunde ge en förbättrad prestanda men resulterar i sänkt temperatur i cylindern vid insprutningens startögonblick, vilket kunde skapa problem med att få bränslet att antändas eftersom en temperatur över 550 °C i cylindern är önskvärd vid insprutningens startögonblicket. Temperaturerna i cylindern var mycket låga i cylindern under hela effektområdet i jämförelse med en vanlig motor.

I diagrammet i figur 14 som presenteras i resultaten kan avläsas att bränsleförbrukningen minskar med ökad syrehalt. Syrehaltens inverkan är störst vid låga belastningar för att bli ganska liten vid maxeffekten. Vattnets inverkan på resultaten var förvånande eftersom vatteninnehållet bidrog till prestandaförbättringar. I de fall där vatteninnehållet begränsades genom att avlägsna vattnet försämrades verkningsgraden.

Tillsättningen av argon höjer på verkningsgraden i motorn till en viss del även om inte samma effektivitet som med vanlig luft kan uppnås enkelt. Ökningen på bränsleförbrukningen med 30 % syre och en naturlig vatteninnehåll kring 10 % med en argonhalt på 32 % i jämförelse med en vanlig motor, ger 5–10 % högre bränsleförbrukning.

Resultaten som framtagits i detta arbete är inte optimerade, utan med ytterligare justeringar av bl.a. kompressionsförhållande, val av optimal Miller och en sänkning av insugsgasernas temperatur kan verkningsgraden förbättras. Ytterligare optimering av de använda blandningarnas konsistens kunde ge förbättrad verkningsgrad i motorn och utredning om hur hög syrehalt och vattenandel går att användas, samt vid vilken syrehalt det är ekonomiskt lönsammast att köra motorn. En eventuell användning av argon och optimering av mängden argon kan också förbättra verkningsgraden, men som för syret måste en bedömning om var gränsen för lönsamheten går. Ifall man kan återvinna argon till en mycket hög grad kunde användningen vara fördelaktigt, men ifall en sådan process är kostsam kunde drift utan argon bli billigaste.

Hur överladdningen av motorn kan utföras i praktiken har även en inverkan på resultaten. I simuleringen användes ett förutbestämt förhållande mellan mottrycket och överladdningen vilket inte ger några exakta resultat.

## Källförteckning

Engine performance (2010). *Predictive vs. Non-Predictive Combustion*

GT-Power manual

Eskills, M. (2008). *Kalibrering av insprutnings- och förbränningsmodell i motorsimuleringsprogram*. Examensarbete vid Svenska Yrkeshögskolan, Sektorn för teknik och kommunikation, Vasa.

Hawley J.G, Ashcroft S.J & Patrick M.A (1998). *The effects of non-air mixtures on the operation of a diesel engine by experiment and by simulation*

Hawley J.G, Reader G.T (1994). *Experimental Performance Results from a Carbon Dioxide/Oxygen Breathing Diesel Engine*

SAE Document number: 941699

Ikegami, M. & Miwa, K. & Shioji, M. (1981) *A study of Hydrogen Fuelled Compression Ignition Engines. International Journal of Hydrogen Energy. Vol. 7. No.4.*

IMO (u.å) *Nitrogen Oxides (NOx) – Regulation 13*

<http://www.imo.org/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-%28NOx%29-%E2%80%93-Regulation-13.aspx> (Hämtat: 27.02.2012)

Johansson, B. (2003). *Förbränningsmotorer*

Lunds tekniska Högskola, Avdelningen för Förbränningsmotorer

*MAOLs TABELLER* (2004) Matemaattisten Aineiden Opettajien Liitto ry

Schildts

ISBN 951-50-1131-0

Marinediesels (u.å) *The Miller cycle and emissions reduction*

[http://www.marinediesels.info/2\\_stroke\\_engine\\_parts/Other\\_info/miller\\_cycle.htm](http://www.marinediesels.info/2_stroke_engine_parts/Other_info/miller_cycle.htm)  
(Hämtat: 27.02.2012)

MCE-5 (u.å) *Pushin back the fuel consumption reduction limits*

<http://www.mce-5.com/english/index.html> (Hämtat: 27.12.2011)

Morley D.C.W. (u.å). *COSWORTH ARGO-CLOSED CYCLE DIESEL*

<http://www.air-independent-propulsion.com> (Hämtat: 21.12.2011)

Motive (u.å). *The miller cycle engine explained*

[http://www.motivemag.com/pub/feature/tech/Motive\\_Tech\\_Miller\\_Time\\_-\\_The\\_Miller\\_Cycle\\_Engine\\_Explained.shtml](http://www.motivemag.com/pub/feature/tech/Motive_Tech_Miller_Time_-_The_Miller_Cycle_Engine_Explained.shtml) (Hämtat: 15.01.2012)

Offshore magazine (u.å). *Water injection, catalytic reduction cut NOx emissions on Wartsila engines*

<http://www.offshore-mag.com> (Hämtat: 12.03.2012)

Walsh, Don. (u.å). *The AIP Alternative*

[http://www.navyleague.org/seapower/aip\\_alternative.htm](http://www.navyleague.org/seapower/aip_alternative.htm) (Hämtat: 21.12.2011)

Wärtsilä (2010). *This is Wärtsilä*

<http://www.wartsila.com/en/about/company-management/overview> (Hämtat: 20.12.2011)

## **Bredvidläsning**

Heywood, John B. (1988) *Internal combustion engine fundamentals*

McGraw-Hill

ISBN 0-07-028637-X

Results from isobaric simulations		Unit	Normal HR, irregular piston	Normal piston, irregular HR	Normal engine, CR High	Normal engine, CR normal
Case			1	2	4	3
Engine Speed	RPM		1000	1000	1000	1000
Compression Ratio	No Unit		18	18	18	15
Brake Power	kW		163	165	164	164
BMEP	bar		22.2	22.5	22.3	22.3
IMEP 720	bar		26.1	26.2	26.1	25.7
*Relative brake Efficiency	%		103 %	110 %	102 %	100 %
*Relative BSFC	%		97 %	91 %	98 %	100 %
T3, Temp receiver	°C		49	49	49	49
Tmax cylinder	°C		1668	1672	1414	1428
T4, Exhaust temp	°C		412	410	477	504
T5, Temp at turbine	°C		299	290	305	297
P3, Pressure receiver	bar		3.7	3.7	3.7	3.7
P5, Pressure before turbine	bar		3	3	3	3
Pmax	bar		211	210	214	159
BSAC	g/kW-h		7540	7444	7442	7464
Air/Fuel Ratio			30	31	29	29
Lambda			2.0	2.1	2.0	2.0
SOC	deg		-30.7	0	-7	-7
*Relative compared to normal engine						

Result from isochoric simulation		Unit	Irregular piston, Normal HR	Normal piston, irregluar HR	Normal engine
Case			1	2	3
Engine Speed		RPM	1000	1000	1000
Compression Ratio		No Unit	11	11	11
Brake Power		kW	161	161	161
BMEP		bar	22.0	22.0	22.0
IMEP 720		bar	25.4	26.0	25.2
*Relative brake Efficiency		%	102 %	102 %	100 %
*Relative BSFC		%	98 %	98 %	100 %
T3, Temp receiver		°C	49	49	49
Tmax cylinder		°C	1846	1927	1629
T4, Exhaust temp		°C	457	465	517
T5, Temp at turbine		°C	297	303	315
P3, Pressure receiver		bar	3.4	3.4	3.4
P5, Pressure before turbine		bar	2.8	2.8	2.8
Pmax		bar	236	240	142
BSAC		g/kW-h	7154	7153	7127
Air/Fuel Ratio			29	29	29
Lambda at EVO			2.0	2.0	2.0
SOC		deg	-20	0	-7
*Relative compared to normal engine					

Results from simulation with 17% oxygen and no water ejection, Miller 80

Brake related stuff

BMEP	IMEP720	BSFC	Pmax	Tmax	T4	T5	T3	P3	P5	P	BSAC	$\eta_{brake}$
bar	bar	g/kW-h	bar	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kW	g/kW-h	%
6	28.3	32	198	960	551	557	115	11.9	9	1243	1062	33.4
7	20.5	24	174	892	507	511	110	9.6	7	901	1037	32.3
8	13.7	17	130	886	535	536	109	6.6	5	601	1140	29.5
9	6.8	9	80	844	564	559	107	3.9	3	300	1378	23.2

Flows and injections

EGR rate	m flow to eng	Exh. gas flow	O2 injected	Inj. fuel	m. Flow to eng.	EGR to condensor
%	g/s	g/s	g/s	mg/cycle	g/s	g/s
6	89	59.6	14	3283	1738	3237
7	90	48.3	11	2626	1301	2591
8	89	33.1	8	1804	955	1775
9	89	19.1	5	1047	606	1017

Intake gas composition

O2	Ar	CO2	H2O
%	%	%	%
6	17	0	60
7	17	0	61
8	17	0	61
9	17	0	59

Emissions

Brake Spec. HC	Brake Specific Soot	Brake Spec. CO2	Brake Spec. CO	Brake Spec. NOx
g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h
6	0	860	3	0
7	0	831	2	0
8	0	914	5	0
9	0	1104	31	0

Engine setup

CR	Miller
6	81
7	81
8	81
9	81

Combustion related

T. SOI	SOI	SOC	Burn Duration 0-90%	Eff. lambda
°C	°C	°BTDC	°	
6	432	-7.5	30.2	1.26
7	428	-7.5	25.7	1.26
8	440	-7.5	21.8	1.26
9	454	-7.5	15.5	1.25

## Results from simulation with 21 oxygen and no water ejection, Miller 80

## Brake related stuff

	BMEP bar	IMEP720 bar	BSFC g/kW-h	Pmax bar	Tmax °C	T4 °C	T5 °C	T3 °C	P3 bar	P5 bar	P kW	BSAC g/kW-h	$\eta_{brake}$ %
5	27.1	31	243	210	983	516	521	115	11.7	9	1194	1012	34.5
6	20.5	24	253	175	1003	524	530	113	8.6	7	899	1038	33.3
7	13.6	17	273	130	985	535	538	112	6.0	5	599	1114	30.8
8	6.8	9	338	80	923	548	544	110	3.5	3	298	1343	24.9

## Flows and injections

EGR rate %	cyl. Trapped mass g	m flow to eng. g/s	Exh. gas flow g/s	O2 injected g/s	Inj. fuel mg/cycle	m. Flow to eng. g/s	EGR to condensor g/s
5	89	58.8	13	3208	336	1614	3140
6	89	43.1	11	2355	261	1262	2291
7	88	29.8	8	1631	187	910	1579
8	88	17.4	5	954	112	560	916

## Intake gas composition

O2 %	Ar %	CO2 %	H2O %
5	21	0	58
6	21	0	58
7	21	0	58
8	21	0	58

## Emissions

	Brake Spec. HC g/kW-h	Brake Specific Soot g/kW-h	Brake Spec. CO2 g/kW-h	Brake Spec. CO g/kW-h	Brake Spec. NOx g/kW-h
5	0	0	769	1	0
6	0	0	801	1	0
7	0	0	864	2	0
8	0	1	1047	9	0

## Engine setup

CR	Miller
5	81
6	81
7	81
8	81

## Combustion related

T. SOI	SOI °C	SOC °BTDC	Burn Duration 0-90% °	Eff. lambda	$\lambda$
5	438	-7.5	30.0		1.34
6	445	-7.5	25.3		1.34
7	444	-7.5	21.5		1.34
8	461	-7.5	15.1		1.34



Results from simulation with 25% oxygen and no water ejection, Miller 80

Brake related stuff

BMEP	IMEP720	BSFC	Pmax	Tmax	T4	T5	T3	P	BSAC	$\eta_{brake}$
bar	bar	g/kW-h	bar	°C	°C	°C	°C	bar	g/kW-h	%
5	26.7	31	232	1014	530	516	114	9	1175	995
6	20.5	24	176	1090	541	544	113	6	900	1074
7	13.6	17	130	1079	547	547	113	4	600	1150
8	6.8	9	81	983	525	520	110	3	299	1360

Flows and injections

EGR rate	Cyl. Trapped mass	m flow to eng.	Exh. gas flow	O2 injected	Inj. fuel	m. Flow to eng.	EGR to condensor
%	g	g/s	g/s	g/s	mg/cycle	g/s	g/s
5	88	57.5	13	3157	287	1512	2869
6	87	39.8	10	2176	269	1241	2109
7	87	27.4	7	1499	192	888	1452
8	87	16.7	4	913	113	533	872

Intake gas composition

O2	Ar	CO2	H2O
%	%	%	%
5	25	0	55
6	25	0	55
7	25	0	55
8	25	0	55

Emissions

Brake Spec. HC	Brake Specific Soot	Brake Spec. CO2	Brake Spec. CO	Brake Spec. NOx
g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h
5	0	666	1	0
6	0	790	1	0
7	0	849	1	0
8	0	1007	2	0

Engine setup

CR	Miller
5	81
6	81
7	81
8	81

Combustion related

T. SOI	SOI	SOC	Burn Duration 0-90%	Eff. lambda
°C	°C	°BTDC	°	$\lambda$
5	447	-7.5	30.4	1.43
6	455	-7.5	25.1	1.43
7	463	-7.5	21.0	1.43
8	463	-7.5	15.0	1.43

## Results from simulation with 30% oxygen and no water ejection, Miller 80

## Brake related stuff

	BMEP	IMEP720	BSFC	Pmax	Tmax	T4	T5	T3	P3	P5	P	BSAC	$\eta_{brake}$
	bar	bar	g/kW-h	bar	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kW	g/kW-h	%
9	27.3	31	238	211	1113		545	551	10.2	8	1200	1104	35.4
10	20.5	24	246	176	1174		561	564	7.4	6	900	1128	34.3
11	13.6	17	262	130	1175		562	561	5.1	4	600	1198	32.1
12	6.8	9	311	81	1072		524	517	3.1	2	299	1413	27.1

## Flows and injections

	EGR rate	Cyl. Trapped mass	m flow to eng.	Exh. gas flow	O2 injected	Inj. fuel	m. Flow to eng.	EGR to condensor
%	g	g/s	g/s	g/s	g/s	mg/cycle	g/s	g/s
9	87	51.1	13	2794	368		1587	2704
10	86	36.7	10	2011	283		1228	1945
11	85	25.1	7	1379	200		875	1332
12	86	15.5	4	849	118		517	813

## Intake gas composition

O2	Ar	CO2	H2O
%	%	%	%
9	30	0	51
10	30	0	51
11	30	0	51
12	30	0	51

## Emissions

Brake Spec. HC	Brake Specific Soot	Brake Spec. CO2	Brake Spec. CO	Brake Spec. NOx
g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h
9	0	757	0	0
10	0	782	0	0
11	0	835	0	0
12	0	981	0	0

## Engine setup

CR	Miller
9	81
10	81
11	81
12	81

## Combustion related

T. SOI	SOI	SOC	Burn Duration 0-90%	Eff. lambda
°C	°C	°BTDC	°	$\lambda$
9	455	-7.5	-5.5	1.55
10	465	-7.5	-5.0	1.55
11	471	-7.5	-4.0	1.55
12	474	-7.5	-1.9	1.55

Results from simulation with 30% oxygen and 32% Argon, Miller 80

Brake related stuff

BMEP	IMEP720	BSFC	Pmax	Tmax	T4	T5	T3	P	BSAC	$\eta_{brake}$
bar	bar	g/kW-h	bar	°C	°C	°C	°C	bar	g/kW-h	%
13	27.3	31	222	1369	604	604	113	8.5	1884	37.9
14	20.5	24	231	1388	605	601	112	6.4	1978	36.5
15	13.7	17	250	1364	604	594	112	4.5	2161	33.7
16	6.8	9	295	1182	585	563	111	2.9	2812	28.6

Flows and injections

EGR rate	Cyl. Trapped mass	m flow to eng.	Exh. gas flow	O2 injected	Inj. fuel	m. Flow to eng.	EGR to condensor
%	g	g/s	g/s	g/s	mg/cycle	g/s	g/s
13	75	44.8	12	393	1483	2380	1763
14	73	33.6	10	300	1154	1779	1312
15	71	23.5	7	215	835	1246	916
16	71	15.2	4	130	492	805	605

Intake gas composition

O2	AR	CO2	H2O
%	%	%	%
13	30	32	28
14	30	32	28
15	30	32	28
16	30	32	28

Emissions

Brake Spec. HC	Brake Specific Soot	Brake Spec. CO2	Brake Spec. CO	Brake Spec. NOx
g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h	g/kW-h
13	0	750	1	0
14	0	785	1	0
15	0	857	1	0
16	0	1078	2	0

Engine setup

CR	Miller
13	81
14	81
15	81
16	81

Combustion related

T. SOI	SOI	SOC	Burn Duration 0-90%	Eff. lambda
°C	°C	°BTDC	°	$\lambda$
13	587	-7.5	28.9	2.01
14	590	-7.5	24.1	2.02
15	595	-7.5	20.7	2.02
16	598	-7.5	16.4	2.02